

# **Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Martin Katz**

aus Baden-Baden

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel
Mitberichterstatter:	Prof. D. Hennecke, Ph.D.
Tag der Einreichung:	12. April 2002
Tag der mündlichen Prüfung:	25. Juni 2002

Hiermit versichere ich an Eides Statt, die vorliegende Arbeit selbständig angefertigt und nur die genannten Hilfsmittel verwendet zu haben.

Martin Katz

Darmstadt, 22. März 2002

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik der Technischen Universität Darmstadt im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 241 "Neue integrierte mechanisch-elektronische Systeme für den Maschinenbau – IMES" der Deutschen Forschungsgemeinschaft.

An erster Stelle danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel, dem Leiter des Fachgebiets Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik, für die Anregung zu dieser Arbeit und die stete wohlwollende Unterstützung.

Herrn Prof. D. Hennecke, Ph.D., Leiter des Fachgebiets Gasturbinen und Flugantriebe, der den Fortgang der Arbeit im Rahmen des Sonderforschungsbereichs mit Interesse verfolgt hat, danke ich für die kritische Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Besonderer Dank gilt dem Leiter der Elektronikwerkstatt für den Maschinenbau, Dr.-Ing. K. Hoffmann für die zahlreichen Gespräche und Anregungen, nicht nur auf dem Gebiet der Elektronik, und für die Entwicklung und Bereitstellung der meß- und regelungstechnischen Hardware, die die Durchführung dieser Arbeit erst möglich gemacht haben.

Herzlicher Dank gilt meinen Kolleginnen und Kollegen am Fachgebiet TFA für viele anregende Diskussionen, ihre Hilfsbereitschaft und das freundliche Arbeitsklima. Ebenfalls bedanken will ich mich bei der mechanischen Werkstatt auf der Lichtwiese für ihre Unterstützung während des Versuchsaufbaus und bei den Studenten, die mich als Studien- und Diplomarbeiter unterstützt haben.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft, die diese Arbeit mit finanziellen Mitteln unterstützte, sowie bei den Kollegen des SFB 241 bedanken.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>iii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Allgemeine Grundlagen</b>	<b>3</b>
2.1 Der Verdichter: Komponenten . . . . .	3
2.2 Der Verdichter: Kennfelder . . . . .	4
2.3 Verdichterstabilitätsform Rotating Stall . . . . .	8
2.4 Stall-Erkennung . . . . .	17
2.5 Aktive Systeme zur Stallkontrolle . . . . .	19
<b>3 Die Versuchsanlage</b>	<b>24</b>
3.1 Der Verdichter . . . . .	24
3.2 Meßtechnik . . . . .	27
3.3 Verdichterkennfelder . . . . .	30
3.3.1 Auswahl des Rotorstaffelungswinkels . . . . .	30
3.3.2 Verdichterkennfeld für 31° Rotorstaffelungswinkel . . . . .	31
3.3.3 Einfluß des Nachleitrades . . . . .	32
<b>4 Instabilitätsverhalten der Versuchsanlage</b>	<b>34</b>

<b>5</b>	<b>Der Aktor</b>	<b>39</b>
5.1	Aktorentwicklung . . . . .	39
5.1.1	Anforderungen an den Aktor . . . . .	41
5.1.2	Erzeugung der Luftpulse . . . . .	44
5.1.3	Konstruktive Ausführung des Aktors . . . . .	48
5.2	Aerodynamische Aktoreigenschaften . . . . .	51
5.2.1	Einbau und Messungen im Verdichter . . . . .	53
<b>6</b>	<b>Die Regelung des Aktors</b>	<b>60</b>
<b>7</b>	<b>Die Wirkung des Aktors auf den Verdichter</b>	<b>64</b>
7.1	Ergebnisse mit dem unregelten Aktor . . . . .	65
7.1.1	Auswirkungen auf das Verdichterkennfeld . . . . .	66
7.1.2	Transientes Verhalten . . . . .	69
7.2	Ergebnisse mit dem geregelten Aktor . . . . .	71
7.2.1	Erweitertes Verdichterkennfeld . . . . .	72
<b>8</b>	<b>Erklärungsansätze für die Wirkungsweise des Aktors</b>	<b>79</b>
8.1	Stationäre Analyse der Laufradabströmung . . . . .	79
8.2	Instationäre Analyse der Laufradabströmung . . . . .	81
8.3	Wirkungsweise des Aktors . . . . .	83
8.3.1	Übertragbarkeit . . . . .	91
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>93</b>
<b>10</b>	<b>Conclusion</b>	<b>96</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>97</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Verdichterkennfeld . . . . .	5
2.2	Stallmechanismus . . . . .	8
2.3	Verdichterkennfeld mit Sekundärcharakteristik . . . . .	9
2.4	Größen des 2D-Moore-Greitzer Modells . . . . .	12
2.5	Prinzipielle Verdichterkenmlinie . . . . .	14
2.6	Simulation . . . . .	16
2.7	Beobachter . . . . .	18
2.8	Prinzipbilder aktiver Systeme . . . . .	20
2.9	Caltech-Rig [6] . . . . .	21
2.10	Aktorring (Caltech-Rig) [6] . . . . .	22
3.1	Verdichteranlage . . . . .	25
3.2	Verdichterstufe (Schnitt) . . . . .	26
3.3	Meßtechnik (Schema) . . . . .	28
3.4	Kennfeld Stufe . . . . .	32
3.5	Kennfeld Laufrad . . . . .	32
3.6	Kennfeld (Gleichung 2.3) . . . . .	33
3.7	Kennfeld (Gleichung 2.2) . . . . .	33
4.1	Modellbildung Verdichter TFA . . . . .	35

4.2	Simulation Verdichter TFA . . . . .	36
4.3	Stalleinsatz - Druck-Zeit-Verläufe . . . . .	37
4.4	Stalleinsatz - modale Analyse . . . . .	37
5.1	Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradeintritt . . . . .	40
5.2	Varianten von rotierenden Ventilen . . . . .	44
5.3	Rotierendes Ventil – Prinzip für den Aktor . . . . .	47
5.4	1. Entwurf für den Aktor . . . . .	48
5.5	Aktor . . . . .	49
5.6	Aktor Luftmassenverbrauch . . . . .	52
5.7	Aktor im Verdichter . . . . .	53
5.8	Verhältnis Pulsbreite zu Teilung . . . . .	54
5.9	Filterung der Hitzdrahtsignale . . . . .	55
5.10	Instationäre Pulse – Variation in radialer Richtung . . . . .	57
5.11	Instationäre Pulse – Variation quer zum Strahl . . . . .	58
5.12	Gemittelte Geschwindigkeit in Querrichtung . . . . .	58
6.1	Regelung (Schema) . . . . .	62
7.1	Anordnung Aktor – Verdichter . . . . .	65
7.2	Dimensionsloses Kennfeld $\Psi = f(\phi)$ . . . . .	67
7.3	Dimensionsbehaftetes Kennfeld . . . . .	67
7.4	Schaltprinzip Aktor an – Aktor aus . . . . .	69
7.5	Aktor ein – Aktor aus: Zeitverlauf und FFT . . . . .	70
7.6	Pulsationswinkelabhängigkeit . . . . .	72
7.7	Kennlinie für Aktorpulswinkel 61 Grad . . . . .	73
7.8	Kennlinie bei einem Aktorpulswinkel von 55 Grad . . . . .	74
7.9	Einfluß des Versorgungsdruckes . . . . .	76

---

7.10	Kennfeld für Aktorpulswinkel 63 Grad . . . . .	77
7.11	Druckverläufe bei Aktorpulswinkel 63 Grad, 1700 $U/min$ . . . . .	77
7.12	Drucksignal bei <i>Rotating Stall</i> , 1700 $U/min$ . . . . .	78
8.1	Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradaustritt (stationär gemessen) . . . . .	80
8.2	Nachläufe der Laufradschaufeln . . . . .	82
8.3	Entwicklung der Strahlrichtung, Anfangswinkel $59^\circ$ . . . . .	86
8.4	Anströmwinkel der Laufradschaufel . . . . .	87
8.5	Luftpulse und Laufschaufeln . . . . .	88
8.6	Vergleich stationäres Ausblasen . . . . .	89
8.7	Winkelabhängigkeit gepulst – stationär . . . . .	90



# Formel- und Abkürzungsverzeichnis

## Lateinische Großbuchstaben

$A$	$[m^2]$	Querschnittsfläche
$A$		Amplitude der Umfangsstörungen in der Verdichterströmung
$ADC$		Analog-Digital Wandler
$B$		Parameter <i>Rotating Stall</i> oder <i>surge</i> (Greitzer)
$C$	$[m/s]$	Absolutgeschwindigkeit
$H$		Formparameter idealisierte Kennlinie
$IGV$		Vorleiteinrichtung (Inlet Guide Vanes)
$J$		Quadrat der Amplitude $A$ der Umfangsstörungen, $J = A^2$
$K_T$		Drosselbeiwert
$L_C$	$[m]$	Axiale Länge des Verdichters
NACA		National Advisory Committee for Aeronautics
$R$	$[m]$	Radius
$R$	$[J/kgK]$	Gaskonstante (Luft)
$T$	$[K]$	Temperatur
$U$	$[m/s]$	Umfangsgeschwindigkeit
$V_P$	$[m^3]$	Druckseitiges Volumen der Verdichteranlage
$V_0$	$[m^3]$	Volumen des Druckbehälters
$\dot{V}$	$[m^3/s]$	Volumenstrom
$W$		Formparameter idealisierte Kennlinie
$W$	$[m/s]$	Relativgeschwindigkeit
$Y$		Potential der Störungen im Verdichter

## Lateinische Kleinbuchstaben

$a$		Kehrwert des dimensionslosen Wegs der Strömung durch den Verdichter
$a_s$	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
$c$	$[m/s]$	Absolutgeschwindigkeit
$f$	$[Hz]$	Frequenz
$k$		Parameter für Einhaltung der Umlenkung im Schaufelgitter
$l_C$		Aerodynamische Gesamtlänge des Verdichters (dimensionslos)
$l_E$		Länge vom Verdichter bis zum druckseitigen Volumen (dimensionslos)
$l_I$		Eintrittslänge des Verdichters (dimensionslos)
$l_T$		Länge vom druckseitigen Volumen bis zur Drossel (dimensionslos)
$m$		Austrittsfaktor
$m$	$[kg]$	Masse
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Massenstrom
$n$	$[U/min]$	Drehzahl
$p$	$[bar]$	Druck
$p_T$	$[bar]$	Totaldruck
$p_S$	$[bar]$	Druck im druckseitigen Volumen
$p_{stat}$	$[bar]$	Statischer Druck
$p_{tot}$	$[bar]$	Totaldruck
$r$	$[m]$	Radius
$t$	$[s]$	Zeit
$u$	$[m/s]$	Umfangsgeschwindigkeit
$v$	$[m/s]$	Geschwindigkeit
$w$	$[m/s]$	Relativgeschwindigkeit
$x$	$[m]$	Kartesische Koordinate
$y$	$[m]$	Kartesische Koordinate
$z$	$[m]$	Kartesische Koordinate in Achsenrichtung

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	[°]	Aktorpulswinkel
$\gamma$	[°]	Staffelungswinkel
$\gamma$		Adiabatenkoeffizient
$\Delta$		Differenz
$\eta$		Wirkungsgrad
$\eta$		Dimensionlose Koordinate, $\eta = z/R$
$\Theta$		Dimensionsloser Winkel, $\Theta = \varphi/2\pi$
$\xi$		Dimensionslose Zeit, $\xi = Ut/R$
$\Pi$		Totaldruckverhältnis, $\Pi = \frac{p_{tot,n}}{p_{tot,v}}$
$\varphi$	[°]	Phasenlage
$\varphi$	[°]	Winkel
$\phi$		Lieferzahl, stationärer Anteil
$\tilde{\phi}$		Geschwindigkeitspotential der Störungen
$\Phi$		Lieferzahl, instationärer Anteil
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\psi$		Druckzahl, stationärer Anteil
$\Psi$		Druckzahl, instationärer Anteil

## Indizes

$C$	Verdichter (Compressor)
$E$	Austritt (Exit)
$I$	Eintritt (Inlet)
$stat$	statische Größe (Druck)
$T$	Drossel (Throttle)
$tot$	Totalgröße
$\eta$	Ableitung nach $\eta$
$\Theta$	Ableitung nach $\Theta$
$\xi$	Ableitung nach $\xi$
$,n$	nach (Stufe, Laufrad)
$,v$	vor (Stufe, Laufrad)
0	am Eintritt in den Verdichter

# 1 Einleitung

Für viele technische Prozesse werden Luft oder andere Gase komprimiert, sei es für eine verbesserte Verbrennung, sei es als Energielieferant einer pneumatischen Anlage oder einfach nur für Transportaufgaben (Frischlufte, Abtransport von Wärme). Für kleinere Gasmengen kommen dabei Kolbenmaschinen zum Einsatz. Werden hingegen größere, kontinuierlich geförderte Mengen benötigt, werden Turboarbeitsmaschinen verwendet. Je nach gefordertem Druckniveau und der geforderten Menge variiert die Bauform zwischen rein radialen Maschinen (hoher Druck, geringer Durchsatz) und rein axialen Maschinen (niedriger Druck, hoher Durchsatz). Zwischen diesen beiden Extrembauformen gibt es beliebige Zwischenstufen, die halb-axialen Maschinen. Im Rahmen dieser Arbeit war es notwendig, sich auf eine dieser Bauarten zu beschränken, daher werden im folgenden ausschließlich Turbomaschinen axialer Bauart betrachtet.

Als Anwendungsbeispiele für axiale Turboverdichter seien Belüftungseinheiten für Tunnel und Gruben genannt, deren Hauptaufgabe die Förderung des Arbeitsmediums (Luft) ist, zum anderen Systeme wie Flugtriebwerke oder stationäre Gasturbinen, bei denen die komprimierte Luft für eine nachfolgende Verbrennung in der Brennkammer und die anschließende Expansion in der Turbine benötigt wird. Gerade bei letzteren Maschinen sind die Anforderungen an die Zuverlässigkeit und Stabilität wesentlich höher. So sind Betriebspunkte weit ab von dem Auslegungspunkt nicht selten, bei Flugtriebwerken sogar unvermeidbar (Startphase, schnelle Manöver, Einlaufstörungen). Für das Zusammenspiel von Verdichter, Brennkammer und nachfolgender Turbine in einer Gasturbine oder einem Flugtriebwerk wird ein stabiler Betrieb des Verdichters gefordert, da sonst das komplette System nicht arbeitsfähig ist und im Extremfall sogar zerstört werden kann.

Diese Arbeit befaßt sich mit den Eigenschaften axialer Turboverdichter im Teillastbetrieb und den dabei auftretenden instationären Strömungsformen, die durch das Unterschreiten eines kritischen Durchsatzes auftreten. Im Mittelpunkt steht hierbei die Unterdrückung dieser, die Lebensdauer der Anlage reduzierenden Strömungsinstabilitäten, die im angelsächsischen

Sprachgebrauch *Rotating Stall* (Rotierende Abrißströmung) und *Surge* (Verdichterpumpen) genannt werden.

Seitdem es Verdichter gibt, sucht man nach Lösungen, wie man die Verdichterinstabilitäten vermeiden kann. Schon in "Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau, 7. Auflage 1939" wird als Mittel zur Vermeidung der Verdichterinstabilität angegeben:

*Man Sorge dafür, daß die angesaugte Luftmenge niemals den Betrag  $V_B$  unterschreitet; wird weniger Luft, als  $V_B$  entspricht, benötigt, so kann man den Luftüberschuß ins Freie abblasen lassen.*

An diesem einfachen Prinzip hat sich bis heute fast nichts geändert. Die Methoden zur Bestimmung des kritischen Durchsatzes  $V_B$  haben sich verbessert, es wurden Regler entworfen, die das Abblasen in die Umgebung optimieren, aber es wurden erst in jüngerer Zeit Versuche unternommen, aktiv in die Verdichterstömung einzugreifen und so das Entstehen der Strömungsinstabilitäten zu unterdrücken. In dieser Arbeit soll ein solcher Versuch unternommen werden, mit Hilfe eines neu entwickelten Aktors.

## 2 Allgemeine Grundlagen

Das zentrale Element einer Anlage zur Förderung von Gas und zur Erhöhung ihres Druckes ist der Turboverdichter. Seine Eigenschaften, wenn er im Auslegungspunkt betrieben wird, und sein Stabilitätsverhalten werden hier im folgenden näher beschrieben. Wie in der Einleitung erwähnt, beschränken sich die Ausführungen in dieser Arbeit auf Verdichter axialer Bauart. Im Verlauf dieses Kapitels wird auf den aktuellen Wissensstand in Bezug auf die Erkennung und Modellierung der Verdichterinstabilität *Rotating Stall* eingegangen, um zum Abschluß eine Übersicht über die aktiven Systeme zu geben, mit denen bisher versucht wurde, die instabilen Zustände des Verdichters auszuregeln und zu unterdrücken.

### 2.1 Der Verdichter: Komponenten

Wesentlichstes Element eines axialen Turboverdichters ist ein kranzartig mit Schaufeln versehener Rotor. Wird der Rotor in Drehung versetzt, so üben seine Schaufeln Kraft auf das Fluid aus und verrichten damit Arbeit am Fluid (Turboarbeitsmaschine). Häufig schließen sich an seine Laufradschaufeln Leitschaufeln (Stator) an. Das sind stillstehende, am Gehäuse befestigte Schaufeln, die die Aufgabe haben, den auf dem Rotor befindlichen Laufschaufeln die Strömung in geeigneter Form zu- oder abzuführen. Die Kombination von einem Laufrad mit einem Leitrad wird als Stufe bezeichnet. Ein Axialverdichter besitzt darüber hinaus weitere Elemente, die in der Reihenfolge, in der das Gas sie passiert, vorgestellt werden. Da das Erhöhen des Druckes die Hauptaufgabe des Verdichters ist, wird darauf eingegangen, welchen Anteil die einzelnen Elemente an der Druckerhöhung haben: Eine Ansauggeometrie, zum Beispiel eine Düse, sorgt für ein ausgeglichenes Strömungsprofil in der Zuströmung zur eigentlichen Maschine. Im Falle mehrstufiger Maschinen ist oft eine schwach umlenkende, meistens verstellbare Vorleiteinrichtung (IGV) vorhanden, an die sich dann noch ein Vorleitgitter anschließt, um für den ersten Rotor einen Vordrall zu erzeugen. Dies wird bei mehrstufigen Verdichtern angestrebt, damit alle Schaufeln aus Kostengründen mit der Repetierbedingung, das heißt geometrisch ähnlich

(gleiche Strömungswinkel), ausgelegt werden können. Das nächste Bauteil ist ein Laufschaufelring, der die Strömung in Umfangsrichtung beschleunigt, in axialer Richtung aber oft schon verzögert, um mit dem Druckaufbau bereits im Rotor zu beginnen. Der nachfolgende Stator verzögert die Strömung weiter, in mehrstufigen Maschinen nur so weit, daß die Zuströmung zur Schaufelgeometrie des nächsten Rotors paßt. Der letzte Stator, der auch als Nachleitrad bezeichnet wird, wandelt dann die kinetische Energie der Strömung weitestgehend in Druck um. Dazu wird die Strömung weiter verzögert und der durch das Laufrad zugeführte Drall in Druck umgewandelt. Oft hilft hier, um den letzten Stator nicht aerodynamisch zu überlasten, eine nachgeschaltete schwach umlenkende Leiteinrichtung (OGV). Als letztes Element schließt sich ein Diffusor an, der durch eine weitere Verzögerung der Strömung für einen weiteren Druckaufbau sorgt. Für eine Verbesserung des Betriebsverhaltens abseits des Auslegungspunktes finden sich in Verdichtern zusätzliche Bauelemente, wie zum Beispiel Schaufelverstelleinrichtungen, durch die die Beschaukelungen an die entsprechenden Strömungswinkel der Teil- oder Überlastbetriebspunkte angepaßt werden können. Es besteht weiter die Möglichkeit, durch zusätzliche Einrichtungen den Betriebsbereich des Verdichters optimal zu nutzen. So reduzieren zum Beispiel Nuten in dem Gehäuse die Bildung von Wirbeln an der Schaufelspitze, die zu Schaufelablösungen führen können, oder es wird mit Hilfe heizbarer Gehäuse der Schaufelspalt auf einem minimalen Wert gehalten, um hohe Wirkungsgrade zu erzielen.

Falls der Druckaufbau im Hintergrund steht und im wesentlichen die Förderung des Fluids im Vordergrund steht, werden einfacher aufgebaute Maschinen verwendet, meist einstufige Ventilatoren (Druckverhältnis  $\Pi \leq 1.03$ ), die nur aus einem Laufrad und nachfolgendem Leitrad bestehen. In manchen Fällen wird sogar auf das Leitrad verzichtet, wie zum Beispiel bei Lüftern im PC-Bereich.

## 2.2 Der Verdichter: Kennfelder

Das Betriebsverhalten der Verdichter wird mit Hilfe von Kennlinien beschrieben, gebräuchlich ist es, die Energieerhöhung ( $\Pi$  oder  $\Psi$ ) über dem Durchsatz ( $\dot{m}$  oder  $\phi$ ) anzugeben. Beim Durchsatz wird meistens der Massenstrom  $\dot{m}$  verwendet, in seltenen Fällen auch der Volumenstrom  $\dot{V}$ . Bei der Energieerhöhung wird oft das Totaldruckverhältnis ( $\Pi$ ) über der Stufe oder dem Verdichter verwendet, bei kleinem Druckverhältnis auch die Differenz der Totaldrücke. Darüber hinaus existieren verschiedene Definitionen für die dimensionslosen Kennzahlen  $\phi$  (Lieferzahl), je nach dem welche Querschnittsfläche  $A$  verwendet wird (Gleichung 2.1), und  $\Psi$  (Druckzahl), sie läßt sich zum Beispiel als Differenz von statischem Druck nach zu Totaldruck vor dem Schaufelgitter (Gleichung 2.2) darstellen oder als Differenz der Totaldrücke über dem Schaufelgitter (Gleichung 2.3):

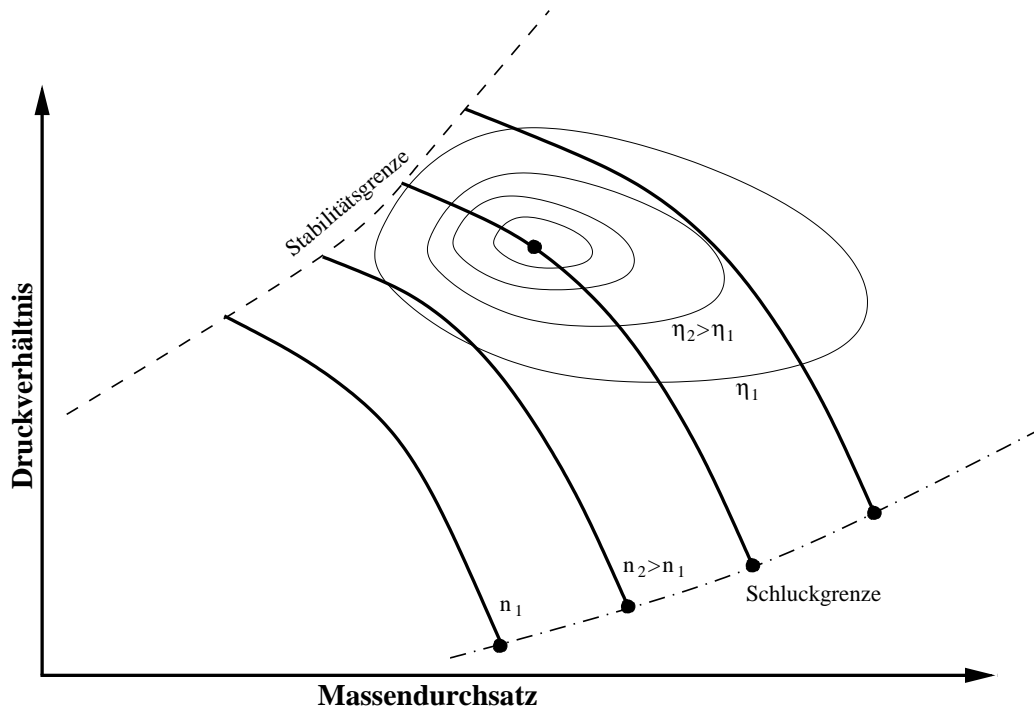


Abb. 2.1: Verdichter-Kennfeld

$$\phi = \frac{\dot{V}}{A u} = \frac{c_{axial}}{u} \quad (2.1)$$

$$\Psi = \frac{p_{stat,n} - p_{tot,v}}{\frac{1}{2}\rho u^2} \quad (2.2)$$

$$\Psi = \frac{p_{tot,n} - p_{tot,v}}{\frac{1}{2}\rho u^2} \quad (2.3)$$

Unabhängig davon, welche der Definitionen verwendet wird, unterscheiden sich die Darstellungen nur wenig. In Abbildung 2.1 sind Kennlinien eines Verdichters für verschiedene Drehzahlen  $n$  schematisch dargestellt. Zusammen bilden sie das Verdichter-Kennfeld. Der Betriebsbereich des Verdichters wird von zwei Linien begrenzt. Zu hohen Massenströmen hin bildet die Schluckgrenze die obere Grenze. Mit dem Erreichen der Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt im Schaufelgitter ist der maximal förderbare Massenstrom erreicht. Zu niedrigen Masseströmen hin treten Strömungsinstabilitäten auf, die einen ordnungsgemäßen Betrieb des Verdichters unterhalb dieses Massenstroms nicht mehr zulassen. Zwischen diesen Linien bewegen sich die Arbeitspunkte in Abhängigkeit der Verdichterdrehzahl und der Anlagenlast. Bei Verdichtern mit variabler Geometrie, das heißt mit verstellbaren Schaufeln und Leiteinrich-



tungen, können zusätzlich Kennlinien in das Kennfeld eingetragen sein, die diese Parameter (Staffelungswinkel  $\gamma$ ) beschreiben. Oft sind auch noch die Isolinien des Wirkungsgrades  $\eta$  (Muschelkurven) dargestellt. Der Betriebspunkt mit dem besten Wirkungsgrad liegt meistens in der Nähe der Stabilitätsgrenze.

Ein Überschreiten der Stabilitätsgrenze hin zu niedrigen Massenströmen führt zu der Sekundärcharakteristik des Verdichters (Abbildung 2.3, Linie B – D). Diese stellt die quasistationäre Kennlinie des Verdichters während der instabilen Strömungszustände dar. Abhängig von den Eigenschaften des Verdichters und den nachfolgenden Anlagenkomponenten tritt eines der zwei unterschiedlichen Instabilitätsphänomene auf: *Rotating Stall* (umlaufende Abrißströmung) oder *Surge* (Verdichterpumpen). Beim *Rotating Stall* findet ein partieller Zusammenbruch der Laufradströmung derart statt, daß ein Bereich (Stall Zelle) die axiale Durchströmung lokal versperert. Dieses Ablösegebiet mit ausgeprägt instationären und dreidimensionalen Strukturen bewegt sich relativ zum Laufrad in Umfangsrichtung. Die Beschau felung erfährt dadurch eine wechselnde Biegebeanspruchung, die die Lebensdauer der Verdichterbeschau felung herabsetzen kann. Im Gegensatz dazu führt das Pumpen zu Schwankungen des Drucks und Massenstroms über dem gesamten Querschnitt des Verdichters, bei *Deep Surge* sogar zu einer kompletten Umkehr der Strömungsrichtung im Verdichter. Dabei strömt die komprimierte Luft aus dem druckseitigen Teil der Anlage (Druckspeicher) zurück in Richtung des Lufteintritts, bis der Druck soweit abgesunken ist, daß der Verdichter wieder normal fördern kann. Dieser Vorgang wiederholt sich periodisch, es bildet sich der sogenannte Pumpzyklus aus.

Um eine Vorhersage zu ermöglichen, ob *Rotating Stall* oder *Surge* jenseits der Stabilitätsgrenze auftritt, wurde von Greitzer [16] ein dimensionsloser Parameter eingeführt, der sich aus dem druckseitigen Volumen  $V_p$ , der Verdichterquerschnittsfläche  $A_c$ , der Länge  $L_c$  vom Verdichtereintritt bis zum druckseitigen Volumen, der Schallgeschwindigkeit  $a$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  zusammensetzt:

$$B = \frac{u}{2a_s} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (2.4)$$

Greitzer gibt an, dass für Werte  $B > 0.7$  mit *Surge*, unterhalb dieser Grenze mit *Rotating Stall* zu rechnen ist. Da das Modell, aus dem dieser Parameter  $B$  abgeleitet wurde, sehr einfach ist, muß mit einer gewissen Unsicherheitsbandbreite gerechnet werden. Es ist aber zu erwarten, daß für Werte  $B < 0.6$  nur *Rotating Stall* auftritt.

Es wird in der Literatur darauf hingewiesen, daß die Auslöser für *Rotating Stall* und *Surge* die selben sind, nämlich der Zusammenbruch des Druckaufbaus im Laufrad und damit die

Ablösung der Strömung im Laufrad. Man kann so zumindest folgern, daß eine erfolgreiche Unterdrückung der Ablösung und Stabilisierung des Druckaufbaus sowohl *Rotating Stall* als auch *Surge* verhindert. Da die Verdichteranlage des Fachgebiets Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik aufgrund des geringen Wertes des  $B$ -Parameters (siehe Kapitel 4) nur für Untersuchungen bezüglich *Rotating Stall* zur Verfügung steht, wird im folgenden nur auf *Rotating Stall* eingegangen und das Phänomen *Surge* nicht weiter betrachtet.

Um nun dem eigentlichen Ziel der Beeinflussung der Stabilitätsgrenze näher zu kommen, ist eine genaue Kenntnis der zu beeinflussenden Vorgänge, d.h. der Strömung im Verdichter an der Stabilitätsgrenze, notwendig.

In den nächsten Abschnitten soll daher eine Übersicht über die Aktivitäten der Untersuchung des Instabilitätsphänomens *Rotating Stall* und den Stand der Technik seiner aktiven Unterdrückung gegeben werden.

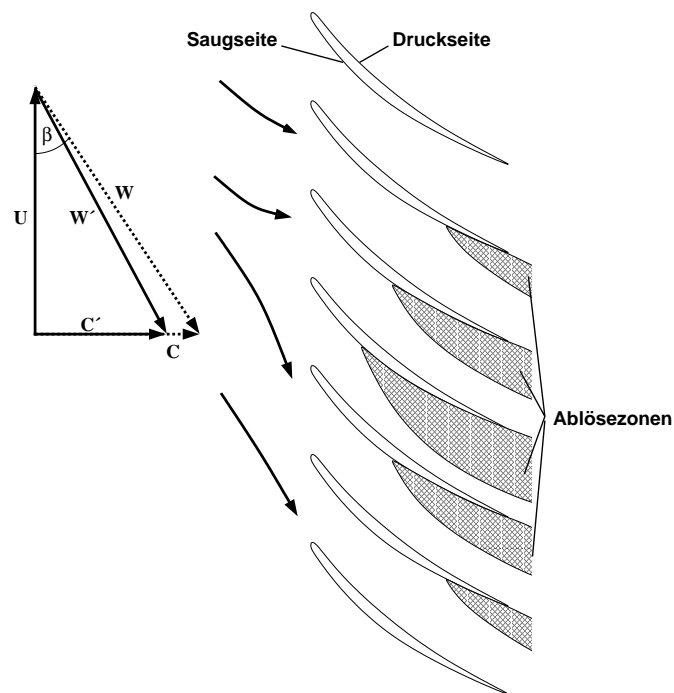


Abb. 2.2: Stallmechanismus

## 2.3 Verdichterinstabilitätsform Rotating Stall

Das Phänomen *Rotating Stall* ist erst einige Jahre nach dem Phänomen *Surge* entdeckt worden, da die notwendige Meßtechnik noch nicht vorhanden war und sich *Rotating Stall* und *surge* nur schwer unterscheiden lassen, wenn es nicht zur vollkommenen Richtungsumkehr der Strömung beim *deep surge* kommt. Die ersten Erwähnungen finden sich in der Mitte der vierziger Jahre. Trotz langjähriger Forschung sind die Ursachen des Phänomens *Rotating Stall* noch nicht ausreichend geklärt. Die bislang vorhandenen einfachen Modelle beschreiben das Geschehen nur unzureichend. Für den ersten Ansatz waren und sind diese Modelle aber nach wie vor hilfreich.

Die Abbildung 2.2 zeigt den Fortpflanzungsmechanismus auf einfache Weise: Auf Grund des hohen Druckes in der Anlage (geringe Entnahme von komprimiertem Gas) sinkt die axiale Geschwindigkeit  $C$  auf ein Minimum  $C'$ . Die Laufradschaufel wird an diesem Punkt schon so schlecht angeströmt, daß es zur Ablösung auf der Saugseite des Schaufelprofils kommt und damit zu einer Versperrung des Schaufelkanals. Die ankommende Strömung muß dieser Blockade ausweichen. Damit verschlechtern sich die Anströmbedingungen für die nachfolgenden Schaufeln (Erhöhung des Fehlanströmwinkels), wohingegen sich die Bedingungen für die vorangegangenen Schaufeln wieder verbessern (Verringerung des Fehlanströmwinkels). Bei

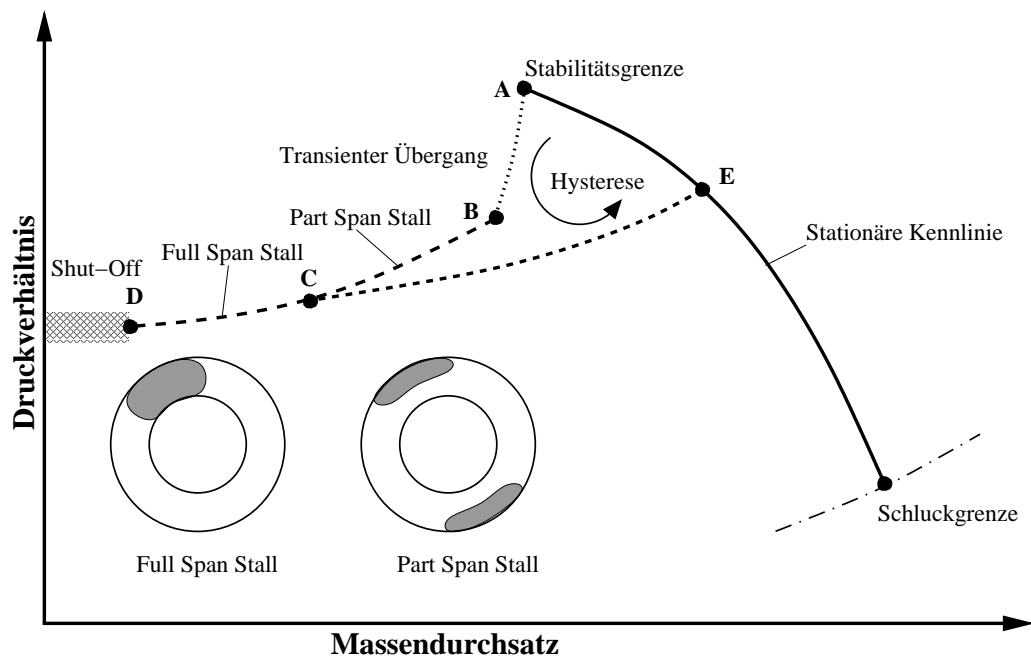


Abb. 2.3: Verdichterkennfeld mit Sekundärcharakteristik

den vorangegangenen Schaufeln wird sich die Strömung also wieder anlegen, bei den nachfolgenden wird die zusätzliche aerodynamische Belastung zu einer weiteren Ablösung führen. Dieser Mechanismus ist dafür verantwortlich, daß sich die Stallzelle relativ zum Rotor in Umfangsrichtung bewegt.

Durch das Versperren einzelner Schaufelkanäle wird die Strömung global stabilisiert, das verbliebene Fluid verteilt sich auf die noch offenen Kanäle, deren Strömungsverhältnisse die Schaufeln nicht überlasten (keine Ablösung), daher ist der Zustand des *Rotating Stall* an sich stabil. Erst mit weiterer Verschlechterung der Zuströmbedingungen bricht die komplette Strömung zusammen und der Verdichter kommt zu dem *Shut-off-Punkt* (Abbildung 2.3). Entlang der Sekundärcharakteristik (Linie  $B - D$ ) treten verschiedene Formen der Stallzelle auf. Die Zelle kann sich nur über einen Teil der Schaufel radial erstrecken (*part-span Stall*), oder sich über die gesamte Schaufelhöhe erstrecken (*full-span Stall*). Die Anzahl der Zellen kann zum Beginn der Sekundärcharakteristik von eins verschieden sein, mit zunehmender Drosselung, das heißt einer weiteren Verringerung des Massenstroms, bildet sich dann aber immer ein einzelliger *Rotating Stall* aus. Wird der Verdichter wieder entlastet, folgen die Betriebspunkte der Linie  $C - E$ . Erst mit dem Erreichen des Punktes  $E$  auf der stationären Kennlinie arbeitet der Verdichter wieder normal. Dieser Zyklus von  $A$  über die Sekundärcharakteristik  $B - D$  bis zurück zum stabilen Arbeitspunkt  $E$  wird als Hysterese des Verdichters bezeichnet. Diese Hysterese ist dafür verantwortlich, daß der Verdichter deutlich entlastet werden muß (Punkt  $E$ ), um sich

zu stabilisieren. Erst dann kann der Verdichter zu seinem ursprünglichen Betriebspunkt  $A$  zurückkehren.

Obwohl die Periode, mit der die Stallzelle umläuft, sehr stabil ist, zeigen die Strömungsverhältnisse innerhalb der Stallzelle ein stark dreidimensionales Strömungsfeld mit stochastischem Charakter. Letztendlich konnte bis heute nicht genau geklärt werden, wie die Struktur im Innern einer Stallzelle beschaffen ist. Es existieren viele Untersuchungen mit Hitzdrähten ([8], [12], [29], [37], [48]) und instationärer Druckmeßtechnik ([2], [3], [4], [9], [12], [20], [21], [28], [38], [41], [48]). Problematisch an allen bisherigen Messungen ist, daß phasengemittelt ausgewertet wird und ein geeigneter Trigger für die notwendige Mittelung nicht zu finden ist und damit neben dem stochastischen Charakter der Stallzelle auch signifikante Merkmale, die nicht exakt periodisch sind, verloren gehen. Besonders deutlich wird das Problem im transienten Übergangsbereich, wo man die Rotationsgeschwindigkeit der Stallzelle schlecht oder gar nicht bestimmen kann. Ob an dieser Stelle Feldmesstechniken weiterhelfen, ist zu bezweifeln, falls diese ebenfalls mittelnde Verfahren zu Grunde legen. Es zeigen sich aber auch schon interessante Ergebnisse aus neueren Messungen, die versuchen die Dreidimensionalität der Strömung direkt, zum Beispiel mit Hilfe einer instationär messenden Fünflochsonde zu erfassen [23]. So konnte gezeigt werden, daß innerhalb der Zelle eines *part-span Stalls* die Strömung, die in das Störungsgebiet eindringt, die Richtung umkehrt, mit einer großen Umfangskomponente den Rotor auf der stromaufliegenden Seite wieder verläßt und ihre kinetische Energie durch Mischungsvorgänge dissipiert. Desweiteren wurde gezeigt, daß am Zellenrand die Strömung vom Gehäuse radial nach innen abgelenkt wird und so die Durchströmung an der Nabe erhöht wird. Weitere Einzelheiten sind in [23] nachzulesen.

Numerische Berechnungen können an dieser Stelle bislang auch nur bedingt weiterhelfen, da die Parametervielfalt zu groß ist für eine systematische Untersuchung. Weiterhin erhöht beispielsweise der Einfluß einer variablen Spaltbreite über dem Umfang den Aufwand zusätzlich, ist aber für den eigentlichen Entstehungsmechanismus äußerst wichtig. Erfolgreich wurden in dem Bereich numerische Simulation vereinfachte Modelle verwendet, die letztlich das System Verdichter/Anlage mit verteilten Parametern ein- oder zweidimensional abstrahiert haben [12], [15], [16], [32], [33], [34], [35]. Eine Berechnung eines Verdichters an der Stabilitätsgrenze mit Hilfe der CFD-Verfahren wurde für einzelne Stufen mit einem relativ groben Gitter bereits durchgeführt [18], allerdings mit Rechenzeiten von mehreren Tagen Großrechner-CPU-Zeit, sodaß die Simulation großer mehrstufiger Verdichter erst in einigen Jahren möglich sein wird. Allerdings liefern diese frühen Ergebnisse schon einen ersten Einblick in das Entstehungsverhalten, und die globalen Ursachen für den Stallbeginn können auf diese Weise abgeleitet werden. Weitere Beispiele für solche Arbeiten sind [19], [22], [30], [31].

Für eine erfolgreiche Unterdrückung von Verdichterinstabilitäten ist es von herausragender

Bedeutung, die Entstehungsmechanismen zu kennen. In den letzten Jahren herrschte durch zwei unterschiedliche Modelle (*Modale Wellen* im Gegensatz zu *abrupter Stalleinsatz*) Uneinigkeit über die Entstehungsursache von *Rotating Stall*, die erst mit der Arbeit von Camp [5] zufriedenstellend aufgelöst werden konnte.

Eine der vertretenen Ansichten ist die Theorie von **Moore und Greitzer** ([12], [16], [17], [33], [34], [35]), die besagt, daß das Instabilwerden des Verdichters sich durch sogenannte **Modale Wellen** ankündigt. Diese Wellen werden durch Störungen in der stationären Anströmung verursacht, die über dem Umfang des Verdichters verteilt sind. Ist die Strömung so robust, daß diese Störungen gedämpft werden, bleibt der Verdichter stabil. Wachsen die Störungen unbegrenzt, d.h. hat mindestens ein Eigenwert des systembeschreibenden Gleichungssystems einen positiven Realteil, so kommt es zur Ausbildung eines *Rotating Stall*. Um dieses Modell zu überprüfen, wurden zahlreiche Verdichter unterschiedlicher Bauart untersucht [47]. Es konnten aber nicht in jedem Fall die entsprechenden modalen Wellen gefunden werden. Da die Suche nach diesen Wellen einen recht großen meßtechnischen Aufwand bedeutet, wurde das Fehlen der modalen Wellen auf Meßungenauigkeiten zurückgeführt, das heißt, daß die sehr geringen Amplituden der Modalen Wellen im allgemeinen Rauschen des Meßsignals untergehen.

Die andere Form des Instabilwerdens wird als **abrupter (spike) Stalleinsatz** bezeichnet, bei dem eine kleine Ungleichförmigkeit in der Anströmung ein Überschreiten des kritischen Anströmungswinkels (Inzidenzwinkel) zur Folge hat, wodurch die Schaufelumströmung plötzlich ablöst und sich das entstandene Ablösegebiet zu einem *Rotating Stall* ausweitet.

Mit der Arbeit von Camp [5] konnten beide Theorien zusammengeführt werden. Es wurde gezeigt, daß beide Formen zum *Rotating Stall* führen können, entscheidend ist, welche der beiden Schranken zuerst überschritten wird. Dazu wird die Kennlinie des Verdichters mit  $\Psi$  nach Moore (Differenz von statischem Druck nach und Totaldruck vor der Stufe, Formel 2.2) betrachtet. Hat die Kennlinie an der Stabilitätsgrenze eine negative Steigung, ist das Maximum von  $\Psi$  also noch nicht erreicht, liegt ein abrupter Stalleinsatz vor, d.h. eine oder mehrere Schaufeln sind lokal aerodynamisch überlastet. Hat die Kennlinie dagegen eine positive oder verschwindende Steigung, kommt es zu der modalen Instabilität. Durch Verstellen der Leiteinrichtung konnte Camp [5] zeigen, daß beide Mechanismen im gleichen Verdichter auftreten können. Im Übergangsbereich können auch beide Arten gemeinsam auftreten: Das Anwachsen der modalen Störung führt durch einen *spike* zu vorzeitiger Instabilität.

Grundlage für die Beschreibung der Instabilitätszustände eines Verdichters bleibt aber das Modell von Moore und Greitzer [32], das versucht, aufbauend auf dem eindimensionalen instationären Modell von Greitzer [16], durch eine räumlich zweidimensionale Betrachtungsweise das transiente Verhalten eines mehrstufigen Verdichters, das heißt dessen Übergang vom stabilen

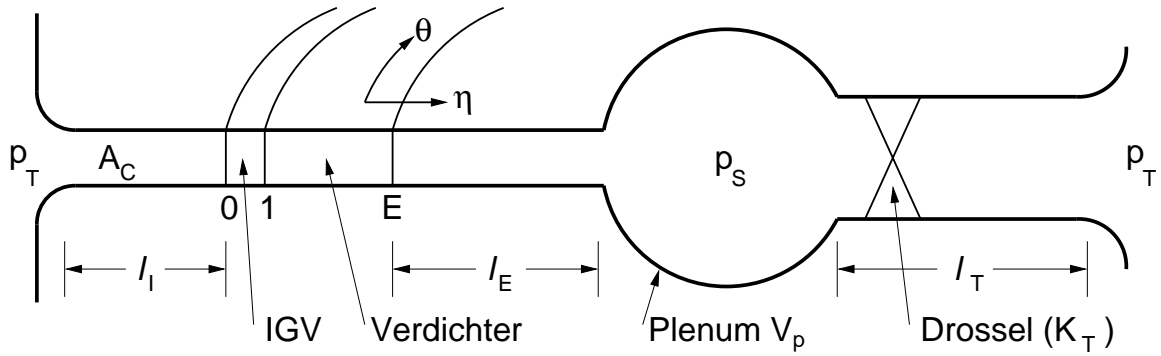


Abb. 2.4: Größen des 2D-Moore-Greitzer Modells

zum instabilen Betriebsverhalten zu modellieren. Betrachtet werden hierbei die Gleichungen als Funktion der dimensionslosen Größen in axialer Richtung ( $\eta = \frac{z}{R}$ ), in Umfangsrichtung ( $\theta = \frac{\varphi}{2\pi}$ ) und der Zeit ( $\xi = \frac{U t}{R}$ ). Für die Gesamtdruckbilanz in einem Verdichter mit  $N$  Stufen (von der Luft unter Umgebungsbedingungen mit dem Totaldruck  $p_T$  bis zum Druck im Plenum  $p_S$ , siehe Abbildung 2.4) findet sich nach [32],[33]:

$$\underbrace{\frac{p_S - p_T}{\rho U^2}}_{\Psi(\xi)} = \underbrace{\left[ NF - \frac{1}{2} \phi^2 \right]}_{\psi(\phi) = \psi(\Phi + (\tilde{\phi}_\eta)_0)} - \underbrace{\left[ l_I + \frac{1}{a} + l_E \right]}_{l_C} \frac{d\Phi}{d\xi} - m \left[ \tilde{\phi}_\xi \right]_0 - \frac{1}{2a} \left[ 2\tilde{\phi}_{\xi\eta} + \tilde{\phi}_{\theta\eta} \right]_0 \quad (2.5)$$

wobei  $\Psi$  die instationäre und  $\psi$  die stationäre, achsensymmetrische (keine Abhängigkeit von  $\theta$ ) Kennlinie bezeichnet. Die Funktion  $F(\phi)$  wird in [33] als stationärer Druckaufbau pro Stufe eines Verdichters definiert. Die Längen  $l_I$  und  $l_E$  sind die mit dem Verdichterradius  $R$  dimensionslos gemachten tatsächlichen Abmessungen des Verdichtereinlaufs und -austritts. Der Faktor  $m$  gibt die Güte der Austrittsbedingung an und  $\tilde{\phi}$  das Potential der im Verdichter auftretenden Geschwindigkeitsschwankungen. Die Indizes  $\eta$ ,  $\theta$  und  $\xi$  bezeichnen die partiellen Ableitungen, der Index 0 bezieht sich auf die Eintrittsebene des Verdichters. Der tatsächliche Weg der Strömung durch den Verdichter  $1/a$ , das heißt unter Berücksichtigung der Umlenkung durch die Schaufelgitter, geht in die aerodynamische Gesamtlänge des Verdichters  $l_C$  ein. In

$$\frac{1}{a} = N L_{Stufe} \frac{1}{R} \frac{k}{\cos^2 \gamma} \quad (2.6)$$

steckt neben  $m$  der zweite Schätzwert:  $k$ . Er ist ein Maß für die Einhaltung der Umlenkung im Schaufelgitter,  $\gamma$  ist hierbei der Stafflungswinkel der Beschaufelung.

Mit der Annahme, daß die Störungen  $2\pi$ -periodisch sind, lassen sich diese in einer Fourierreihe

darstellen, die allerdings für  $\eta \rightarrow -\infty$  verschwinden muß (ungestörte Umgebung):

$$\tilde{\phi} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{n\eta} (a_n \sin n\theta + b_n \cos n\theta) ; \eta \leq 0 \quad (2.7)$$

Führt man eine neue Variable  $Y(\xi, \theta) = (\tilde{\phi})_0$  ein und berücksichtigt nur die Terme erster Ordnung, woraus  $(\tilde{\phi}_\eta)_0 = -(\tilde{\phi}_{\theta\theta})_0$  folgt, läßt sich Gleichung 2.5 auf Abhängigkeiten in Umfangsrichtung ( $\theta$ ) und Zeit ( $\xi$ ) reduzieren:

$$\Psi(\xi) = \psi_c(\Phi - Y_{\theta\theta}) - l_C \frac{d\Phi}{d\xi} - mY_\xi + \frac{1}{2a} [2Y_{\xi\theta\theta} + Y_{\theta\theta\theta}] \quad (2.8)$$

Betrachtet man die Bilanz der gespeicherten, zu- und abgeführten Masse über das Volumen  $V_p$  (Plenum), folgt daraus [16]:

$$l_C \frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2} [\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)] \quad (2.9)$$

mit

$$B = \frac{u}{2a_s} \sqrt{\frac{V_p}{A L_C}}. \quad (2.10)$$

und entsprechend für die Drossel, mit  $\Psi_T = \frac{1}{2} K_T \Phi_T^2$  als Drosselkennlinie:

$$\Psi(\xi) = \frac{1}{2} K_T \Phi_T^2 + \underbrace{l_T \frac{d\Phi_T}{d\xi}}_{l_T \approx 0} \quad (2.11)$$

Um die letzte, fehlende Gleichung zu erhalten, integriert man Gleichung 2.8 über den Umfang, zieht konstante Terme vor das Integral und betrachtet die gemittelten Größen:

$$\Psi(\xi) + l_C \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \underbrace{\left[ \Psi(\xi) + l_C \frac{d\Phi}{d\xi} \right]}_{\neq f(\theta)} d\theta = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \psi_c(\Phi - Y_{\theta\theta}) d\theta \quad (2.12)$$

Dabei wurde berücksichtigt, daß die Schwankungen  $\tilde{\phi}$   $2\pi$ -periodisch sein sollen und damit auch  $Y$ , also

$$\int_0^{2\pi} Y(\xi, \theta) d\theta = 0. \quad (2.13)$$



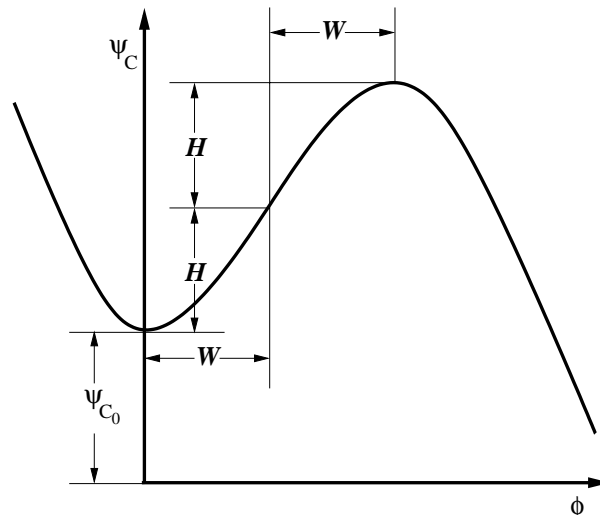


Abb. 2.5: Prinzipielle Verdichterkennlinie

Insgesamt erhält man so ein System mit drei Gleichungen (2.8, 2.9, 2.12) für die Unbekannten  $\Psi$ ,  $\Phi$  und  $Y$ .

Diese Formeln gelten noch für beide Instabilitätsformen, *Surge* und *Rotating Stall*. Beschränkt man sich an dieser Stelle auf *Rotating Stall*, so lassen sich weitere Annahmen treffen: Der Betriebspunkt verändert sich nicht mit der Zeit, d.h.  $\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{d\phi}{d\xi} = 0$  und das Volumen im Behälter bleibt konstant. Damit folgt aus Gleichung 2.9 die Gleichheit der Lieferzahlen für Verdichter und Drossel  $\Phi = \Phi_T$ , der Betriebspunkt liegt also auf der Drosselkennlinie  $\Psi_T = \frac{1}{2}K_T\Phi^2$ .

An dieser Stelle enden die allgemeinen Betrachtungen. Jetzt muß die Kennlinie des zu untersuchenden Verdichters formal erfaßt werden, um konkretere Aussagen über das Verdichterverhalten jenseits der Stabilitätsgrenze zu machen. Für die weitere Betrachtung wird angenommen, daß sich die Kennlinie als Polynom 3. Ordnung abbilden läßt:

$$\psi_C(\phi) = \psi_{C_0} + H \left[ 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \quad (2.14)$$

mit  $\phi = \Phi - Y_{\theta\theta}$ ,  $W$  und  $H$  siehe Abbildung 2.5.

Setzt man das Potential der Störungen  $Y$  gemäß den getroffenen Vereinfachungen als eine einfach harmonische Funktion mit noch unbekannter Amplitude und Phase an

$$Y = W A(\xi) \sin(\theta - \varphi(\xi)) \quad (2.15)$$

und verwendet 2.15 in den Gleichungen 2.8, 2.9 und 2.12, schreibt  $J(\xi)$  für  $A^2(\xi)$ , sortiert und faßt zusammen, ergeben sich folgende drei Gleichungen für den umfangsgemittelten Durchflußkoeffizienten  $\Phi$ , die Druckzahl  $\Psi$  (Differenz aus statischem Druck nach zu Totaldruck vor dem Verdichter, Gleichung 2.2) und das Quadrat der Amplitude der Umfangsverteilung  $J$ :

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2} \frac{W}{H} \left[ \frac{\Phi}{W} - \frac{1}{W} \sqrt{\frac{2\Psi}{K_T}} \right] \frac{H}{l_C} \quad (2.16)$$

$$\frac{d\Phi}{d\xi} = \left[ -\frac{\Psi - \psi_{C_0}}{H} + 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{2} J \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \frac{H}{l_C} \quad (2.17)$$

$$\frac{dJ}{d\xi} = J \left[ 1 - \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{1}{4} J \right] \frac{3aH}{(1 + ma)W} \quad (2.18)$$

Für den Fall *Rotating Stall* wurde gefordert, daß der Betriebspunkt an sich stabil sein soll, und damit, daß die zeitlichen Ableitungen zu Null werden müssen. Aus Gleichung 2.18 folgt dann, daß die Amplitude der Störungen für diesen Gleichgewichtszustand entweder verschwindet oder konstant für einen Betriebspunkt ( $\Phi$ ) ist:

$$J_{\left(\frac{d}{d\xi}=0\right)} = 4 \left[ 1 - \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 \right] \quad (2.19)$$

Für zwei spezielle Werte von  $\Phi$  wird die Amplitude  $J$  ebenfalls zu Null:  $\Phi = 0$  ist der Shut-off Punkt des Verdichters (siehe Abbildung 2.3) und  $\Phi = 2W$  ist das lokale Druckmaximum der Kennlinie (Abbildung 2.5), die Stelle also, an der *Rotating Stall* erstmals auftreten kann. Außerhalb des Intervalls  $0 \leq \phi \leq 2W$  gibt es keine gültigen Lösungen für  $J$  und damit auch keinen *Rotating Stall*, da ja  $J$  als Quadrat der Amplitude positiv sein muß. Ein Überschreiten des Maximums der Kennlinie führt nach der Theorie von Moore und Greitzer zu der Instabilitätsform *Rotating Stall*.

Setzt man dieses Ergebnis für  $J$  in Gleichung 2.17 ein, deren linke Seite ebenfalls zu Null wird, so ergibt sich für die quasistationäre Kennlinie:

$$\Psi = \psi_{C_0} + H \left[ 1 - \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) + \frac{5}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \quad (2.20)$$

Letztendlich sind die Phänomene *Rotating Stall* und *Surge* gekoppelt. Gleichung 2.16 wurde ja aus der Massenbilanz über dem druckseitigen Volumen ermittelt, die als einfacher Indikator

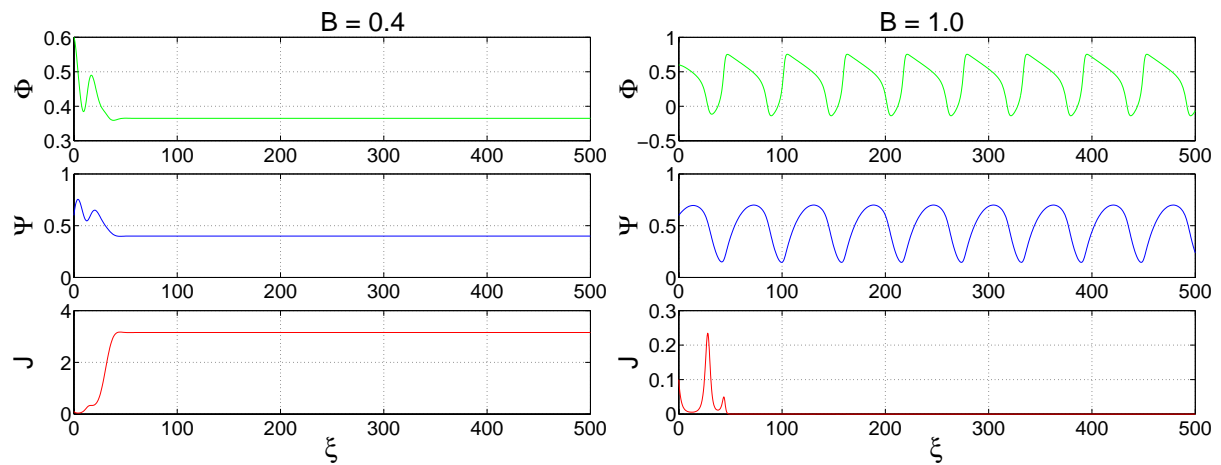


Abb. 2.6: Simulation

zur Beurteilung dient, ob *Rotating Stall* oder *Surge* auftritt. Ein Schwanken des Massenstroms wie im Falle des *Surge* würde zu geringen Amplituden  $J$  führen, d.h. in diesem Fall würden die Oszillationen in axialer Richtung überwiegen. Im Gegenzug führen kleine Werte von  $B$  zu geringen Schwankungen des Betriebspunktes ( $\Phi$ ), was wiederum das Entstehen umfangsgerichteter Störungen, sprich *Rotating Stall*, fördert.

Löst man das gekoppelte, nichtlineare Differentialgleichungssystem erster Ordnung numerisch, wie hier mit MatLab durchgeführt, ergeben sich in Abhängigkeit von  $B$  zwei unterschiedliche Arten von Lösungen (Nach Greitzer [16] folgt für  $B > 0.7$  *surge*). In Bild 2.6 sind die beiden Lösungen dargestellt, links für  $B = 0.4$  (*Rotating Stall*), rechts für  $B = 1.0$  *Surge*. Man erkennt, daß im Fall von *Rotating Stall* der Durchsatz  $\Phi$  und der Druckaufbau  $\Psi$  abfallen, sich aber auf einen konstanten Wert einpendeln. Gleichzeitig steigt die Amplitude der Umfangsstörung  $J$  stark an. Im Gegensatz dazu verschwindet letztere im Fall von *Surge* ganz, Durchsatz und Druckaufbau zeigen die für den *Surge* typischen oszillatorischen Verlauf.

Oft wird dieses Modell von Moore/Greitzer von Regelungstechnikern verwendet, die es auch weiter verfeinern und erweitern. Die Verdichter sollen durch ein geregeltes Abblasen an der Stabilitätsgrenze gehalten werden. Dabei wird ein stabiler Regler ausgelegt, und die Abblasventile werden in das Modell integriert. Es fehlen bei diesen Modellen Überlegungen über neue Stellglieder, die vielleicht besser geeignet sind, auf die Strömung im Verdichter einzuwirken. [1], [6], [10], [51].

Letztendlich wird an dieser Stelle die Modellierung von *Rotating Stall* nicht weiter verfolgt, da

es Ziel dieser Arbeit ist, einen neuen Weg zu beschreiten. Eine umfangreiche Beschreibung der auf dem Moore/Greitzer Modell aufbauenden Ansätze findet sich in [14].

## 2.4 Stall-Erkennung

Im Vordergrund der frühen Untersuchungen über das Phänomen *Rotating Stall* stand die Erkennung der drohenden Instabilität. Da man versucht, den Verdichter im Wirkungsgradmaximum zu betreiben, und es nur kleiner Änderungen im Verbraucherverhalten bedarf, um von diesem Punkt in das Instabilitätsgebiet zu fallen, war es stets ein Wunsch, dieses Abdriften rechtzeitig zu erkennen, um geeignete Gegenmaßnahmen ergreifen zu können (oftmals das Öffnen eines Bypasses). Von den verschiedenen Verfahren zur Stallerkennung, die im Laufe der Jahre vorgeschlagen wurden, hat sich die Methode von Moore und Greitzer in verschiedenen Abwandlungen durchgesetzt.

Man nutzt aus, daß sich der *Rotating Stall* relativ zum Laufrad in Umfangsrichtung bewegt, sich also die sonst gleichförmige Umfangskomponente der Strömung instationär ändert. Solange der *Rotating Stall* nicht schlagartig eintritt, entstehen vorab einzelne Ablösegebiete, die sich über einen kurzen Zeitraum relativ zum Laufrad bewegen, die aber wieder gedämpft werden durch das an sich noch stabile Verhalten des Verdichters. Dies tritt bei diskreten Störungen im Einlauf auf und kann mit steigender Heftigkeit der Störungen oder einem weiteren Ansteigen der Last des Verdichters zum *Rotating Stall* führen. Diese einzelnen Störungen, die für kurze Zeit zu erkennen sind, sollen die bekannten bzw. zu entwickelnden Systeme zur Erkennung des *Rotating Stall* herausfiltern und anhand eines Schwellwertes entscheiden, ob der Verdichter in diesem Betriebspunkt gehalten werden kann oder ob Gegenmaßnahmen ergriffen werden müssen.

Die einfachste Art, um ein solches Meßsystem aufzubauen, besteht darin, ein Pitot-Rohr in Umfangsrichtung gegen die Drehrichtung des Verdichters vor die Laufradbeschaufelung zu positionieren und sich den instationären Druckverlauf zu betrachten (Petermann-Sonde). Dieses Verfahren reagiert im Mittel recht spät, da es nur eine Meßstelle besitzt und somit die Störungen bzw. den *Rotating Stall* erst anzeigt, wenn sie an diesem Meßpunkt angekommen sind. Viele der Vorzeichen (precursor) sind wieder abgeklungen, bevor sie an der Sonde ankommen, und werden so nicht erfaßt. Durch eine Vervielfachung der Sonden läßt sich das zeitliche Verhalten des Verfahrens verbessern, allerdings zum Preis eines entsprechend erhöhten Aufwandes.

Die heute übliche, genauere aber auch deutlich aufwendigere Methode beruht auf der Erkenntnis, daß die Frequenz des *Rotating Stall* eine feste Größe innerhalb einer Maschine ist.

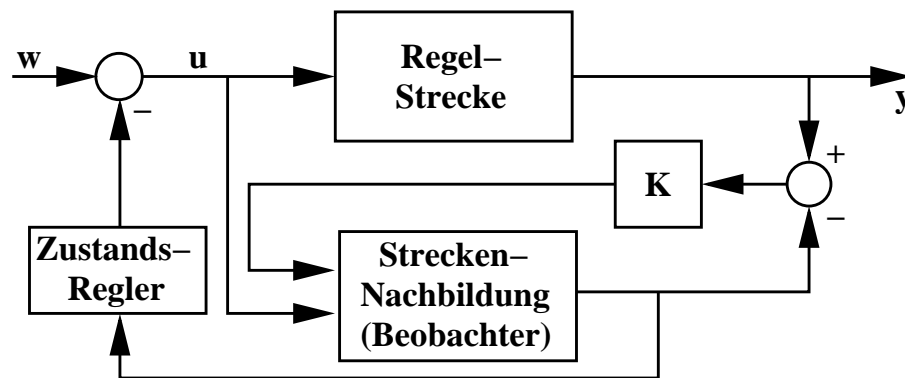


Abb. 2.7: Beobachter

Für eine genauere Auflösung in Umfangsrichtung werden mehrere (6-8) instationäre Sensoren, meistens wandbündige Drucksensoren, vor dem Laufrad in der drallfreien Zuströmung platziert. Diese werden zeitgleich abgetastet. Zu jedem Zeitpunkt erhält man nun einen Vektor der Meßwerte der am Umfang angeordneten Sensoren. Um die axialen Störungen herauszufiltern, transformiert man diese Vektoren mittels einer Fast Fourier Transformation (FFT) mit der Umfangsposition der Druckaufnehmer anstatt der Zeit als Parameter. Da die axialen Störungen im gesamten Querschnitt vorhanden sind, werden sie von allen Drucksensoren auf gleicher axialer Lauflänge zum gleichen Zeitpunkt registriert. Bei einer FFT in Umfangsrichtung gehen die axialen Schwankungen in den Mittelwert ein und werden keiner "Frequenz" zugeordnet. In diesem "Frequenzbereich" erhält man die Amplituden der  $n$ -ten Eigenform in Umfangsrichtung in Abhängigkeit von der Zeit. Betrachtet man die zeitliche Entwicklung dieser modalen Amplituden, so ist das Auftreten von Störungen in Umfangsrichtung in den Eigenformen zu erkennen. Leider bedarf es zur Auflösung kleiner Störungen auch der entsprechenden Eigenformen höherer Ordnung, die aber nur durch erhöhten Meßaufwand zu bekommen sind ( $2n+1$  Meßpunkte für die  $n$ -Ordnung). Um diesem Dilemma zu entgehen, werden heute auch andere Verfahren verwendet, um aus möglichst wenigen Meßsignalen die entsprechenden Informationen abzuleiten. Die einfachsten sind verbesserte Schwellwertfilter, aufwendigere Systeme benutzen statistische Verfahren, Wavelet-Transformationen oder allgemein Filter höherer Ordnung.

Betreibt man allerdings einen Verdichter, der abrupt in die Instabilität fällt, helfen diese Verfahren nichts. Es ist dann lediglich möglich, Einlaufstörungen zu detektieren und zu bewerten, ob sie für den Verdichter eine Gefahr darstellen. Ein Verfahren zur besseren Überwachung eines Verdichters stellt das Verwenden eines Beobachtersystems dar. Ist der Verdichter in seinem Betriebsverhalten hinreichend genau bekannt, so kann über ein Systemabbild in einem "Beobachter" das Systemverhalten vorhergesagt werden oder zumindest sehr schnell auf eine Instabilität reagiert werden. Die Güte dieses Verfahrens hängt im wesentlichen von der

Qualität des Modells im Beobachter ab, das heißt, wie gut der Beobachter das eigentliche System mit all seinen Eigenschaften abbildet. Zur Verbesserung der Modellabbildung in dem Beobachter können heute auch selbstlernende Algorithmen verwendet werden, die im Laufe des Betriebes eine immer bessere Übereinstimmung von Modell und Regelstrecke hervorbringen. Für die Kontrolle des Beobachters werden die tatsächlichen Systemzustände  $y$ , die nicht vollständig sein müssen, mit denen des Beobachters verglichen und über einen Verstärker  $K$  in den Beobachter rückgeführt (Abbildung 2.7). Es ist damit möglich, mit relativ wenigen Meßwerten zur Kontrolle des Beobachters auszukommen.

Um abrupt in den Stall übergehende Maschinen nahe der Stabilitätsgrenze sicher zu betreiben, reicht eine genaue Systemüberwachung alleine nicht aus, es bedarf aktiver Systeme, die in der Lage sind, einen in den Stall übergehenden Verdichter ohne das Durchfahren der Hysterese zurück zu dem ursprünglichen Betriebspunkt zu bringen. Im folgenden Abschnitt wird eine Übersicht über die bisher entwickelten aktiven Systeme gegeben, die dies leisten sollen.

## 2.5 Aktive Systeme zur Stallkontrolle

Im Laufe der Zeit wurden neben der Entwicklung von Modellen für das Einsetzen der Strömungsinstabilitäten auch entsprechende Überlegungen angestellt, wie *Rotating Stall* und *Surge* zu verhindern sei. Neben den hier nicht weiter erwähnten passiven Methoden wie einer verbesserten aerodynamischen Auslegung und dem Verwenden von einfachen Abblasventilen, um den Verdichter im Notfall schnell zu entlasten, stehen heute die aktiven Systeme mehr und mehr im Mittelpunkt. Einen ersten Überblick über mögliche Aktor-Sensor Systeme liefert Simon [45]. Zur Unterdrückung von *Surge* wurden Oszillatoren verwendet, die im oder in der Nähe des druckseitigen Volumens eingebaut sind und den Pumpstößen entgegenwirken (Tilgung). Dadurch konnte eine deutliche Verbesserung des Systemverhaltens für diesen Fall der Strömungsinstabilität erreicht werden.

Mit einem ähnlichen Ansatz sollte auch der *Rotating Stall* unterdrückt werden. Anfänglich konzentrierten sich die Entwicklungen auf Systeme, die in der Lage waren, die vorhandenen modalen Wellen, das heißt die Vorzeichen des Instabilwerdens des Verdichters, oder zumindest die erste Harmonische dieser Wellen, zu dämpfen [6], [7], [11], [36]. Die gemeinsame Schwierigkeit all dieser Systeme liegt in der meßtechnischen Erfassung der modalen Wellen, da für jede zusätzliche Eigenform der Welle zusätzliche Sensoren an einem Umfang installiert werden müssen (mindestens 7 Sensoren für die 3. Eigenform, siehe Abschnitt 2.4). Diese echtzeitparallel erfaßten Messwerte müssen durch eine räumliche FFT (eine FFT mit dem Umfangswinkel  $\Theta$  als Parameter) zu einem Regler gelangen, der daraus die entsprechenden Stellgrößen für die

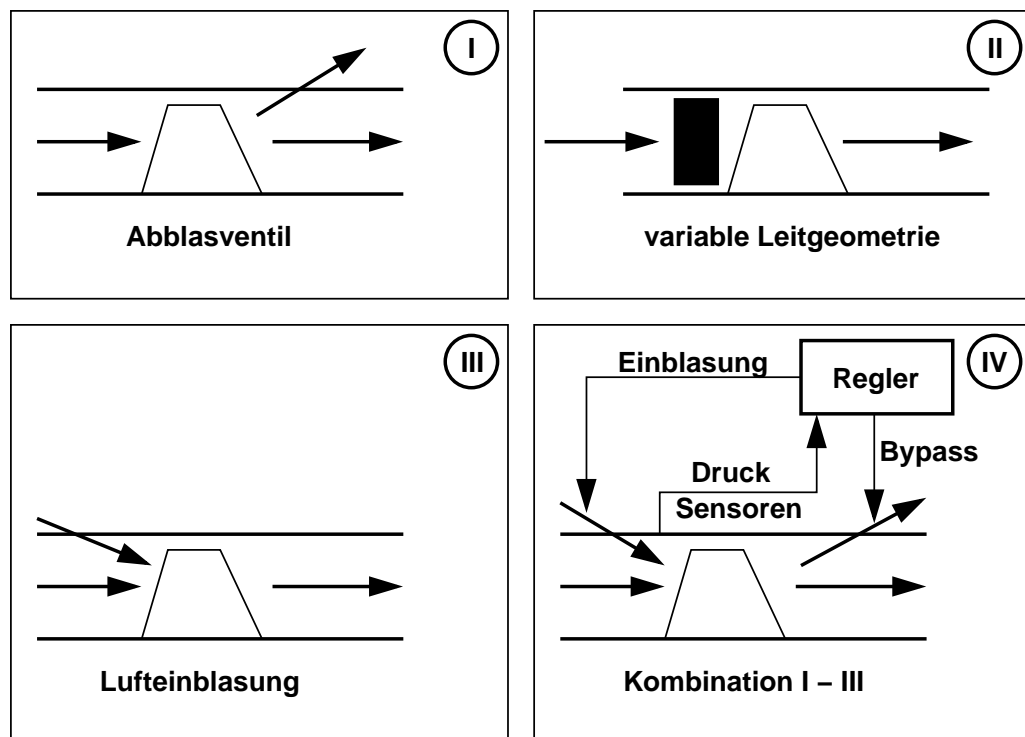


Abb. 2.8: Prinzipbilder aktiver Systeme

Aktoren berechnet. Die Aktoren, mit deren Hilfe das System letztendlich stabilisiert werden soll, lassen sich in 3 Gruppen unterteilen (siehe Abbildung 2.8):

- Es wird Massenstrom aus dem System entnommen (Variante I).
- Der Massenstrom bleibt konstant, er wird umverteilt (Variante II).
- Es wird Masse von außen hinzugefügt (Variante III).

Die drei Aktorprinzipien werden auch miteinander kombiniert verwendet (Variante IV). In der ersten Gruppe finden sich geregelte Abblasventile [6], [51], die gerade soviel Luft entweichen lassen, daß der Verdichter entlastet wird und nicht die Stabilitätsgrenze überschreitet. In der zweiten Gruppe kamen oszillierende Leitschaufeln (IGV, bis ca. 50 Hz) [26], [27], [36] zum Einsatz, mit deren Hilfe der Massenstrom so umverteilt wurde, daß die modalen Wellen ausgeglichen wurden. In der letzten Gruppe finden sich Düsensysteme mit Sekundärlufteinblasung [6], [7], [49], [51], [52], die meistens im Gehäuse vor dem Verdichter sitzen, um einerseits die Wirkung der eingeblasenen Luft auf die *precurser* zu messen (regelungstechnische Signalrückführung), andererseits lassen die baulichen Eigenheiten der Verdichter oft nichts anderes zu. D'Andrea [6] geht mit seinen Düsen erstmals in die Verdichterströmung, um mittels

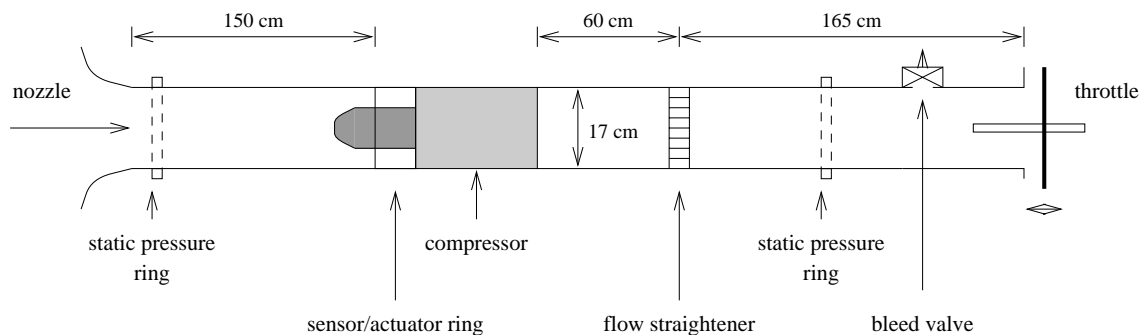


Abb. 2.9: Caltech-Rig [6]

der Sekundärluft den Druckaufbau zu verbessern und damit die Kennlinie anzuheben und einen zusätzlichen Parameter für die Regelung zu erhalten.

Exemplarisch soll dieser Versuch etwas näher beschrieben werden, da er zeigt, daß Kombinationen verschiedener Prinzipien möglich und sinnvoll sind (siehe Abbildung 2.8, IV). Bild 2.9 zeigt einen Längsschnitt durch den Verdichter an dem California Institute of Technology, Pasadena. Am Austritt der Anlage sieht man eine langsamarbeitende Drossel (throttle) und ein schneller arbeitendes Abblasventil (bleed valve). Vor dem Verdichter ist ein Sensor-Aktorring skizziert, der in Abbildung 2.10 im Detail dargestellt ist. Als Aktoren kommen hier Düsen zum Einsatz, die stationär und instationär (mit Hilfe von außerhalb des Verdichters angebrachten schnellschaltenden Ventilen) der Verdichterströmung Luft zuführen. Allerdings ist das Größenverhältnis von Aktor (Air injector) zu Verdichter denkbar schlecht. Der Verdichter hat nur eine Schaufelkanalhöhe von 25 mm bei einem Außendurchmesser von 170 mm. Die drei Aktoren verursachen mit einem Durchmesser von ca. 10 mm pro Aktor eine recht große Versperrung. Mit Hilfe der sechs am Umfang angebrachten Drucksensoren konnten die modalen Wellen gemessen und dem Regelalgorithmus zugeführt werden. Mit der langsam arbeitenden Drossel konnte *surge* unterdrückt, mit dem schnellen Ventil der Verdichter gegenüber *Rotating Stall* stabilisiert werden. Es gelang, das Verhalten des Verdichters bei *Rotating Stall* mit Hilfe der Lufteinblasung weiter zu verbessern. Ein kontinuierliches Einblasen brachte eine Verschiebung der Kennlinie im stabilen Bereich hin zu höheren Druckzahlen, mit instationär arbeitenden Aktoren konnte das Instabilitätsverhalten verbessert werden. Mit der Kombination aller Ventile und Aktoren und einem aufwendigen System von Regelkreisen konnte so der Betriebsbereich des Verdichters um etwa 12 %, bezogen auf den Stallmassenstrom, erweitert werden, dabei wurden 1.7 % des Verdichtermassenstroms mit 2.4 % Impulsanteil durch die Aktoren zugeführt. Ein Teil des Massenstroms wurde über das Abblaseventil wieder aus dem System entnommen.



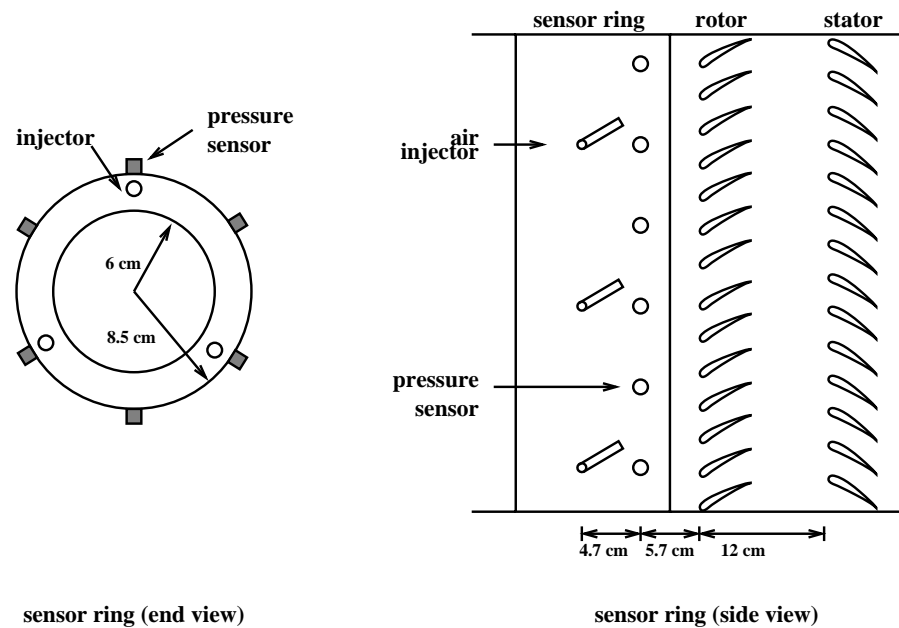


Abb. 2.10: Aktorring (Caltech-Rig) [6]

Viele Systeme, wie auch das hier beschriebene, konzentrieren sich einzig und allein auf das Ausgleichen von Störungen in der Zuströmung, konnten aber nicht den *Rotating Stall* als solches beeinflussen. Auch war es nicht in jedem Verdichter möglich, die für diese Art der aktiven Regelung notwendigen modalen Wellen zu finden. Bei einem abrupten Auftreten der Instabilität sind solche Systeme machtlos. Falls sie schnell genug arbeiten, ist in diesen Fällen das Durchfahren der gesamten Hysteresis nicht notwendig, dies hilft aber auch nur bedingt, da der Druckaufbau trotzdem kurzfristig zusammenbricht.

Ein neuer Weg wurde von Goto [13] beschritten, der es nicht mit einem geschlossenen Regelkreis versuchte. In einer Versuchsmaschine wurden in das Gehäuse Rillen eingedreht, innerhalb dieser Rillen wurden Düsen montiert, die einen konstanten Sekundärvolumenstrom entgegen der Rotationsrichtung einblasen. Untersucht wurde das Stabilitätsverhalten des Versuchsverdichters in Abhängigkeit von der Position der Rillen und verschiedenen Sekundärvolumenströmen. Als Ergebnis zeigte sich, daß eine Rille kurz vor dem Rotor die besten Erfolge brachte und sich die Stabilitätsgrenze mit zunehmendem Sekundärmassenstrom verschieben ließ.

Ein grenzstabiler Verdichter wurde von Schulze [42] vorgestellt, der mit Hilfe einer schnell arbeitenden Drossel an der Stabilitätsgrenze betrieben werden kann. Dazu wurde der Strömungszustand des Verdichters gemessen und mit Hilfe eines Reglers die Drossel so verfahren, daß der Verdichter stabil bleibt. Das heißt, bei Anzeichen eines Stalls wird die Drossel

sehr schnell geöffnet und dadurch der Verdichter entlastet, bevor sein Betriebspunkt auf die Sekundärcharakteristik abfallen kann. Danach wird der Verdichter wieder angedrosselt, bis er seinen ursprünglichen Betriebspunkt erreicht hat.

Einen weiteren Ansatz verfolgt Tahara [46], der versucht mit Klappen an der Nabe die Strömung in die Außenregionen des Rotors zu lenken. Damit wird ein Ablösen an der Schau-felspitze, an der im Allgemeinen der Stall zuerst auftritt, vermieden. Allerdings führt dies zu einem gezielten Ablösen an der Nabe, was zu einem deutlichen Druckverlust von etwa 10 Prozent bei ausgefahrenen Klappen führt, den man akzeptieren muß, will man die Kennfelderweiterung um etwa 10 Prozent in Richtung niedrigeren Massenstroms nutzen.

Die für die aktive Regelung notwendige Systemidentifikation und eine entsprechende Modellbildung der Verdichterströmung und des Anlagenverhaltens nimmt weite Teile der einschlägigen Literatur ein. In diesem Zusammenhang wird intensiv nach geeigneten Methoden und Verfahren geforscht, die die Anzeichen für das Instabilwerden des Verdichters früher und schneller, und vor allem auch zuverlässiger, erkennen. Durch diese verbesserten Regelungsalgorithmen und höhere Rechenleistung der Prozessoren hat die Verarbeitungsgeschwindigkeit der Regelsysteme stark zugenommen. Dadurch werden immer weitergehende Erfolge erzielt, ohne jedoch auf das eigentliche Problem, die Entstehung der Instabilität im Laufrad, einzugehen.

Insgesamt kann man zusammenfassen, daß es bisher gelungen ist mit den aktiven Systemen einen *Rotating Stall* zuverlässig zu dedektieren und auch der Betriebsbereich der Verdichter um einige Prozentpunkte zu erweitern. Dazu wurden aber große Mengen an Energie verwendet (1.7 Prozent zusätzlicher Massenstrom für eine Kennfelderweiterung von 12 Prozent). Dabei darf der große regelungstechnische Aufwand nicht vernachlässigt werden, der zur Stabilisierung der Verdichter notwendig ist.

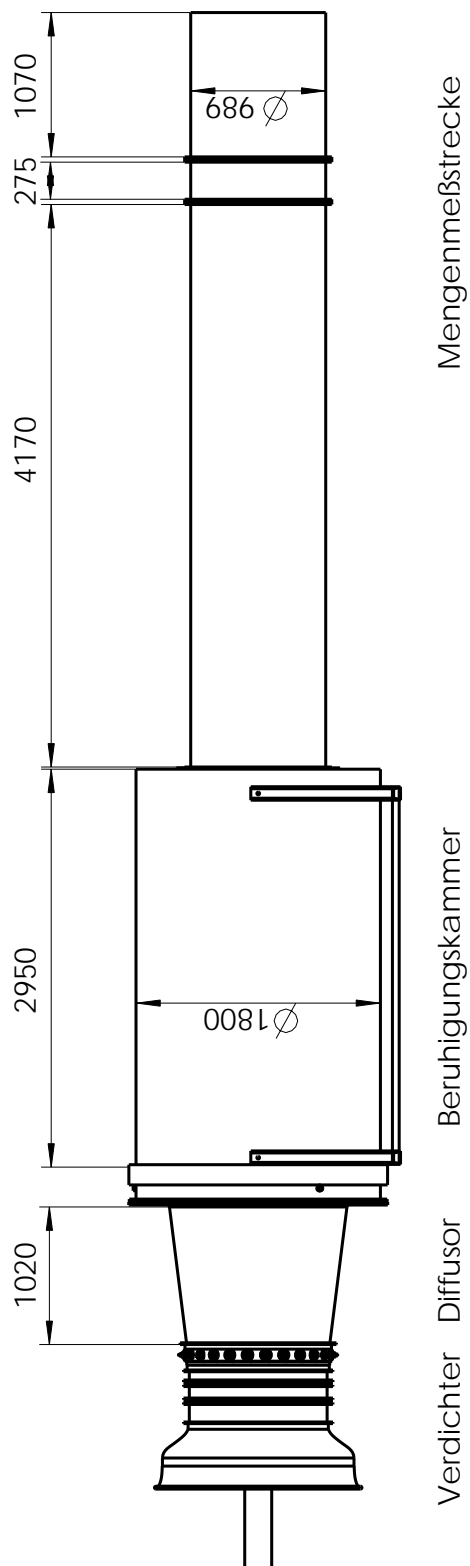
Im folgenden wird die Entwicklung und Anwendung eines Aktors vorgestellt, der den Versuch unternimmt, auf den *Rotating Stall* einzuwirken, indem die Laufradumströmung direkt beeinflußt wird (Kapitel 5). Damit soll versucht werden, eine bessere Wirkung mit geringerem Aufwand zu erreichen.

## 3 Die Versuchsanlage

Die Untersuchungen für diese Arbeit wurden an einer einstufigen axialen Niedergeschwindigkeitsverdichteranlage am Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik der TU Darmstadt durchgeführt. Diese Anlage wird im nachfolgenden ausführlich beschrieben.

### 3.1 Der Verdichter

Kernstück der Anlage ist ein einstufiger Niedergeschwindigkeitsverdichter axialer Bauart (Abbildung 3.1). Der Außendurchmesser beträgt  $1\text{ m}$ , der Nabendurchmesser  $0.5\text{ m}$ , daraus ergibt sich ein Nabenverhältnis von 0.5 (Hub/Tip-Ratio). Das Laufrad ist mit einer im Stillstand stufenlos verstellbaren Beschaufelung ausgerüstet. Das Nachleitrad, dessen Staffelungswinkel ursprünglich ebenfalls verstellbar war, ist heute durch die Integration in den Diffusor auf einen Staffelungswinkel von  $17^\circ$  festgelegt. Eine Verstellung der Leitradschaufeln würde zu Spalten am Schaufelfuß führen und wird daher nicht mehr verwendet. Die Beschaufelungen von Lauf- wie auch Leitrad sind aus verschiedenen Profilen der NACA 65 Reihe zusammengesetzt [44]. 22 Laufradschaufeln stehen 25 Leitradschaufeln gegenüber. Es ist weiter möglich, eine Vorleitbeschaufelung einzusetzen, davon wurde aber in dieser Arbeit kein Gebrauch gemacht. An den Verdichter schließt sich ein Diffusor an (Öffnungswinkel  $8^\circ$ ), dessen Querschnittserweiterung schon direkt nach dem Laufrad beginnt. Um bei Untersuchungen im Bereich der Verdichterstabilitäten sicherzustellen, daß im Verdichter die Instabilitätsform *Rotating Stall* und nicht *surge* auftritt, wurde das druckseitige Volumen im Rahmen von [23] so weit wie möglich reduziert (vgl. Formel 2.4). Dazu ist die Drossel in den Diffusor integriert worden. Um jede Ungleichförmigkeit über den Umfang zu vermeiden, wurde eine kegelförmige Drossel entworfen, mit dem großen Nachteil, den Verdichter bereits im *offenen* Zustand sehr stark anzudrosseln. So ist es leider nur noch möglich, einen kleinen Teil der Kennlinie abzufahren. Der Verstellbereich der Drossel reicht aber aus, um die entsprechenden Versuche zur Stallanalyse und aktiven Stallunterdrückung durchzuführen. Nach der Drossel schließt sich eine große



Außendurchmesser Rotor (mm):	1000	Radialspalt (mm):	1.5
Hub / Tip Ratio:	0.5	Auslegungsdruckverhältnis:	1.033
Aspect Ratio:	2.5	Auslegungslieferzahl:	0.335
Solidity:	1.4	Auslegungsdrehzahl (U/min):	2200
Schaufelprofile:	NACA-65	max. Umfangsgeschwindigkeit (m/s):	115
Anzahl Laufradschaufeln:	22	Machzahl	0.116
Anzahl Leitradsschaufeln:	25	Reynoldszahl	$6.4 \cdot 10^5$

Abb. 3.1: Verdichteranlage

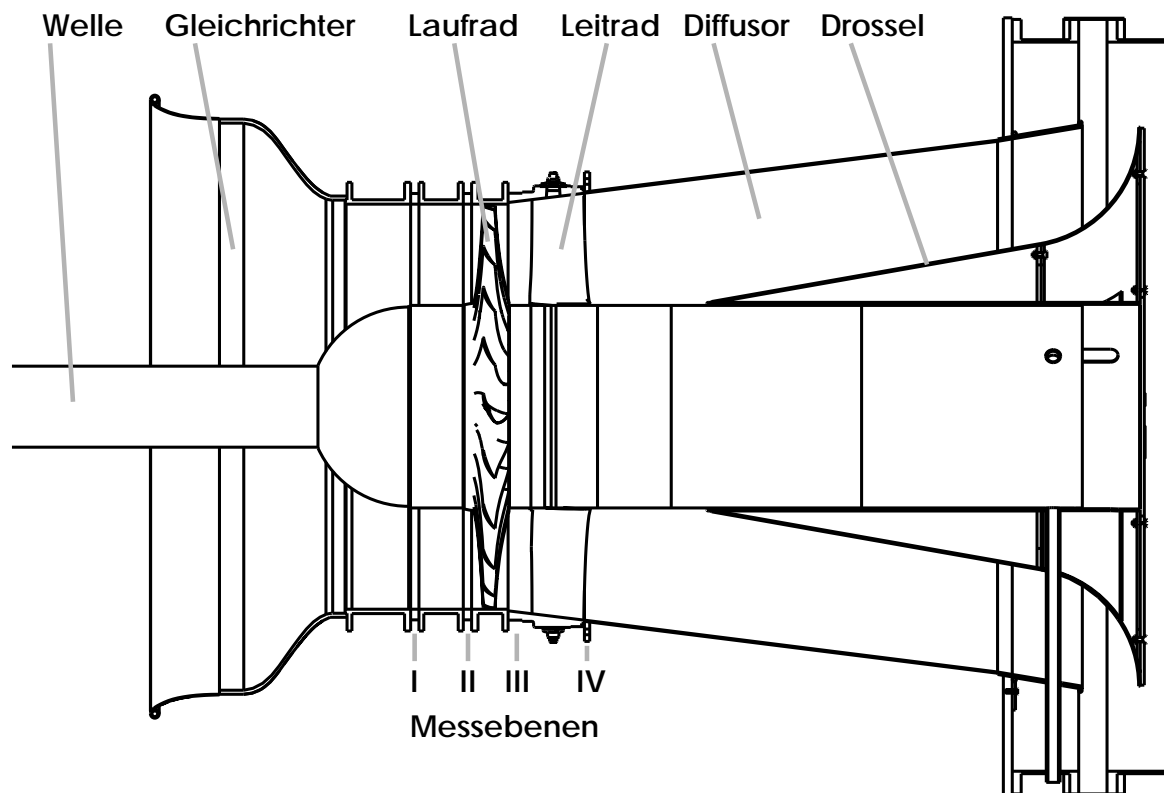


Abb. 3.2: Verdichterstufe (Schnitt)

Beruhigungskammer an, in der Siebe und Gleichrichter die Strömung für den Einlauf in das nachgeschaltete Rohrstück mit der Mengenmeßstrecke vergleichmäßigen. In dem verdrehbaren Ring der Mengenmeßstrecke befindet sich eine Kammsonde, mit der das Geschwindigkeitsprofil an jeder Stelle am Umfang in diesem Rohr vermessen werden kann. Um die Messung bei normalen Versuchen zu vereinfachen, wurde ein entsprechender Ausgleichsfaktor bestimmt, mit dessen Hilfe es möglich ist, mit den Meßwerten nur eines Punktes der Kammsonde den entsprechenden Massenstrom zu berechnen (flächengemittelter Ausgleichsfaktor aus Kalibrationsdaten). Nach der Mengenmeßstrecke schließen sich ein verstellbarer Bypass und eine weitere Drossel an, die beide ursprünglich für das Einstellen des Betriebspunktes verwendet wurden.

Den Antrieb des Verdichters übernimmt ein 630 kW Drehstrommotor (asynchron, Schleifringläufer). Zwischen dem Getriebe und der Antriebswelle des Verdichters ist eine Drehmomentenmeßwelle eingebaut, die auch die aktuelle Verdichterdrehzahl liefert. Die Antriebswelle wird auf der Verdichterseite durch drei Streben im Gehäuse gelagert. Dieser Ring mit den Streben befindet sich noch vor den Ringelementen für die Vorleiteinrichtungen,

vor der Meßebene I.

Das Strömungsprofil der angesaugten Luft wird vor dem Eintritt in die Verdichterstufe mit einem Wabengleichrichter vergleichmäßigt und in einer Einlaufdüse beschleunigt, damit ist in der Verdichtereintrittsebene mit einem ausgeglichenen Geschwindigkeitsprofil zu rechnen.

Die aerodynamische Auslegung des Verdichters wurde für eine Drehzahl von  $2200 \text{ U/min}$  und einen Staffelungswinkel für die verwundene Laufschaufel an der Nabe von  $26^\circ$  durchgeführt. Das damit erreichte Druckverhältnis  $\Pi$  liegt bei 1.033 so hoch, daß der Grenzwert von  $\Pi = 1.03$  gerade überschritten ist und man die Maschine als Verdichter bezeichnen kann. Die Lieferzahl  $\phi$  beträgt 0.335 im Auslegungspunkt. Die Einzelheiten der Beschaufelung wie die Profilverteilung über dem Radius sind in [44] hinterlegt. Durch den späteren Umbau mit der damit verbundenen Integration der Leitschaufeln in den Diffusor (Einsägen am Schaufelfuß und Ankleben eines zusätzlichen Profilschnittes an der Schaufelspitze) ist die genaue Einbaulage der Leitschaufeln nicht mehr exakt bestimmbar.

## 3.2 Meßtechnik

Neben der Bestimmung des Massendurchsatzes mit Hilfe einer Kammsonde am Austritt der Anlage sind am eigentlichen Verdichter vier Meßebenen vorhanden (Bild 3.2):

- Vor dem Vorleitrad (Meßebene I)
- Vor dem Laufrad (Meßebene II)
- Zwischen Laufrad und Nachleitrad (Meßebene III)
- Nach dem Nachleitrad (Meßebene IV)

Innerhalb jeder Meßebene ist es möglich, an der Wand mit wandbndigen Drucksensoren (in-stationär) und über eine Ringleitung gemittelte stationäre Wanddrücke (statischen Druck) zu messen. Im Strömungsfeld kann mit Hitzdrähten, instationären Drucksonden und konventionellen, stationären Ein- und Mehrlochsonden gemessen werden. Die radiale Verstellung der Sonden erfolgt in den meisten Fällen motorisch. In Umfangsrichtung können Zwischenringe verdreht und so jede beliebige Winkelposition der Sonden eingestellt werden.

Die Drehzahl des Verdichters wird über einen in der Drehmomentenwelle integrierten Winkelgeber (30 Impulse pro Umdrehung) gemessen und angezeigt. Zusätzlich wird ein Puls pro

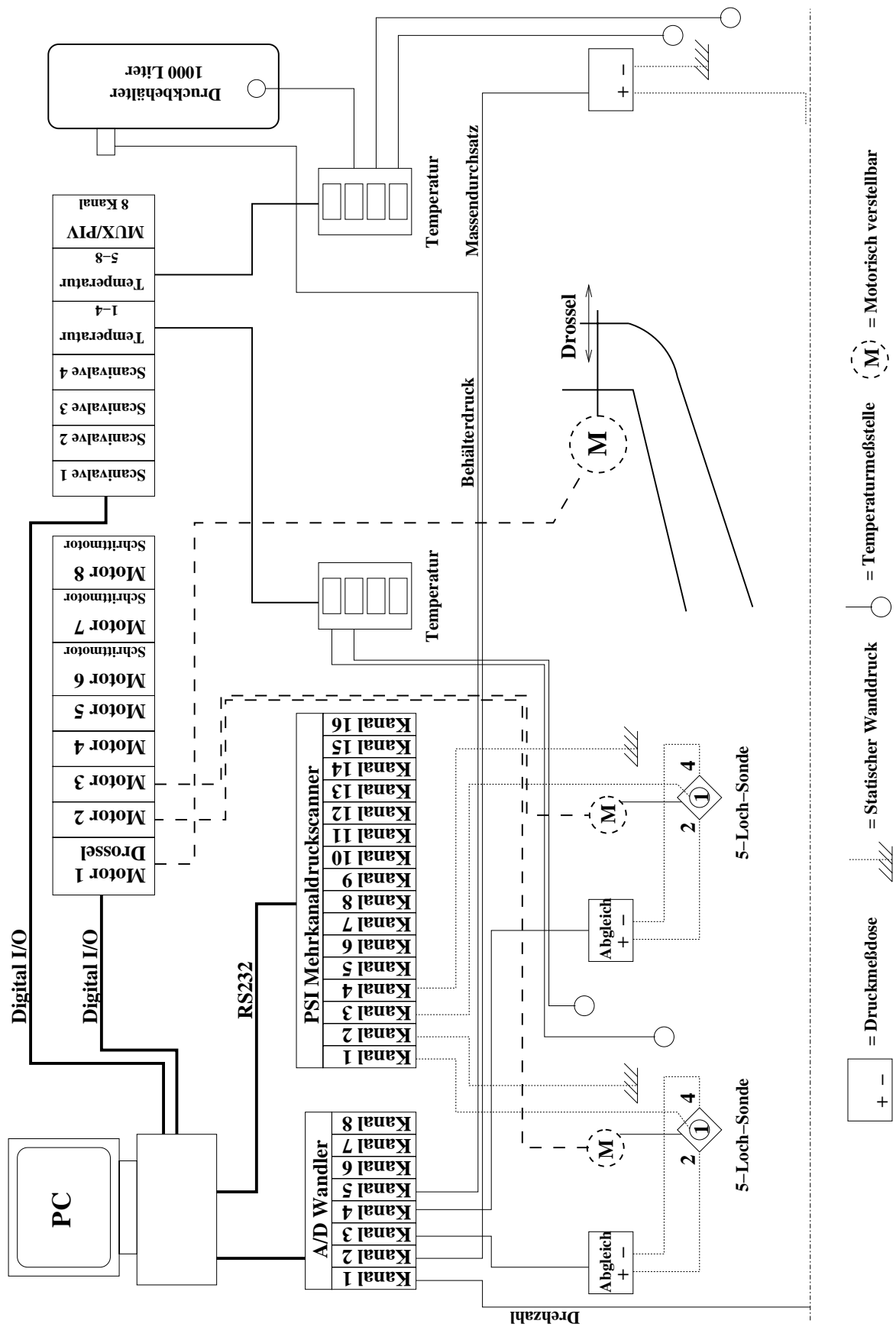


Abb. 3.3: Meßtechnik (Schema)

Umdrehung über eine Gabellichtschranke erzeugt, der zur Umfangsmittelung der instationären Messungen verwendet werden kann.

Die Temperatur der Strömung wird an drei Stellen gemessen: Im Verdichter vor dem Laufrad, in der Beruhigungskammer und in der Mengenmeßstrecke. Zusätzlich wird an drei Stellen in der Versuchshalle die Umgebungstemperatur gemessen und zu einem Mittelwert zusammengefaßt.

Für die Hitzdrahtmessungen kam eine DISA/DANTEC 55M-Brücke mit einer geraden Ein-drahtsonde zum Einsatz. Die Meßdaten wurden mit einem 2-Kanal Speicheroszilloskop Tektronix TDS-220 aufgenommen, auf einem Kanal der Gleichspannungsanteil, auf dem anderen Kanal der wechselnde Anteil. So konnte die volle Auflösung des Analog-Digital-Wandlers (ADC) für die Schwankungen verwendet und die Auflösung deutlich erhöht werden. Die so gewonnenen Daten wurden mittels einer RS232-Verbindung an den Meßrechner übertragen.

Zum Einstellen der Betriebspunkte dient die oben erwähnte, im Diffusor integrierte, kegelförmige Drossel, die über einen Gleichstrommotor verstellt wird. Der verfahrenere Weg der Drossel wird indirekt über vier Schaltimpulse pro Motorumdrehung erfaßt und an die Steuerung rückgeführt. Die damit erreichte Verstellgenauigkeit der Drossel liegt, bei einer Antriebsspindelsteigung von einem Millimeter pro Umdrehung, bei  $250\ \mu m$ .

Bild 3.3 zeigt den schematischen Aufbau der Meß- und Steuerungseinrichtungen am Axialverdichter. Zentrales Element ist ein Meß-PC, der mit einer Analog-Digital-Wandler (ADC) Karte CIO-DAS08/Jr-AO (Computer Boards, Inc.), einer 72-Kanal Digital I/O Karte und vier seriellen Schnittstellen ausgestattet ist. Die ADC-Karte hat acht analoge Eingänge mit einer Auflösung von 12 Bit. Die maximale Summenabtastrate, das entspricht der maximalen Anzahl von Meßwerten über alle Kanäle pro Sekunde, liegt bei  $40\ kHz$ , die aber wegen des fehlenden FIFO-Bausteins auf der Karte nicht überwacht werden können. Da auch ein Timer-Baustein zu Kontrolle des Meßtaktes fehlt, eignet sich die Karte nur für stationäre oder schwach instationäre Messungen (bis etwa  $1000\ Hz$  Abtastrate). Mit dieser Karte werden die Drehzahl des Verdichters, der dynamische Druck zur Bestimmung des Massendurchsatzes, die Werte des Druckabgleichs der drei (nur zwei dargestellt) Fünflochsonden und der Druck im Vorratsbehälter für den Aktor erfaßt. Über die Digital I/O Karte wird der Motorrahmen mit der Leistungselektronik für die Motoren am Prüfstand angesprochen. Über diesen Weg können die Motoren verfahren werden, zum einem zum Verstellen der Drossel, zum anderen zum Verfahren der Sonden. Ebenfalls über die Digital I/O Karte werden die digitalisierten Temperaturen in den Meßrechner übertragen. Desweiteren ist es möglich, über diese Karte die Steuerung für vier 48-kanalige Druckmultiplexer (scanivalve) anzusprechen. Die vier seriellen Schnittstellen (RS232) dienen zur Übertragung von Meßwerten aus den Meßgeräten zum PC. Der 16-Kanal Druckscanner PSI 9010 (Pressure Systems, Inc.) kann mit 16 Druckaufnehmern



echtparallel messen. Die Drücke werden im Druckscanner bereits in eine physikalische Größe (psi) umgerechnet und mittels eines seriellen Protokolls über die RS232 Schnittstelle versendet. Mit diesem Druckscanner wurden die Totaldrücke und statischen Drücke zur Bestimmung der Kennlinien gemessen. Zwei der vier seriellen Schnittstellen dienten zum Auslesen der digitalen Speicheroszilloskope Tektronix TDS-220 und TDS-224. Mit diesen Geräten wurden die instationären Meßdaten von Hitzdrähten und Kulite-Druckaufnehmern erfaßt. Für einzelne Messungen kam auch ein Transientenrekorder zum Einsatz, der hier nicht dargestellt ist. Die letzte der vier seriellen Schnittstellen dient zur Kommunikation mit der Steuerung des Aktors, dazu mehr in Kapitel 6.

Mit Hilfe dieser Meßtechnik wurde das Betriebsverhalten der Anlage untersucht.

### 3.3 Verdichter kennfelder

#### 3.3.1 Auswahl des Rotorstaffelungswinkels

Die Kennfelder der eingesetzten Verdichteranlage wurden in [23] für die Staffelungswinkel des Laufrades für 26, 31 und 36 Grad untersucht, wobei der Winkel an der Nabe, zwischen der axialen Durchströmrichtung und der Laufradschaufel gemessen wird (vergl. Abbildung 7.1). Der Verdichter konnte mit Laufradstaffelungswinkeln kleiner als 26 Grad nicht betrieben werden, da er durch die Drossel im Diffusor schon so stark angedrosselt ist, daß er bereits beim Anfahren in den Instabilitätsbereich gerät. Der Winkel von 36 Grad ist schon so weit von dem Auslegungswert entfernt, daß er nicht mehr für die Untersuchungen mit dem aktiven System herangezogen wurde, da keine zusätzlichen Erkenntnisse zu erwarten sind. Eine ausführliche Beschreibung des Betriebsverhalten dieses Verdichters, mit allen Staffelungswinkeln im stationären wie auch im instationären Kennlinienbereich findet sich in [23]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Verdichter nur mit einem Rotorstaffelungswinkel von  $31^\circ$  betrieben. Der Grund für diese Einschränkung liegt in den Versuchen mit der aktiven Beeinflussung. Er wird in Kapitel 7 nochmals ausführlich behandelt. An dieser Stelle sei nur erwähnt, daß ein Kompromiß zwischen dem Beweis der Wirksamkeit des Aktors und der Betriebssicherheit der Anlage gefunden werden mußte.

Die Drehzahl wurde für die Untersuchungen in einem Bereich von  $1700 \text{ U/min}$  ( $77\% n_{\text{nenn}}$ ) bis  $2000 \text{ U/min}$  ( $91\% n_{\text{nenn}}$ ) variiert. Damit ist man unter der Auslegungsdrehzahl von  $2200 \text{ U/min}$  geblieben, um den Verdichter im *Rotating Stall* nicht übermäßig zu belasten.

### 3.3.2 Verdichterkennfeld für 31° Rotorstaffelungswinkel

Die Kennlinien werden im folgenden auf drei Arten dargestellt. In der dimensionsbehafteten Darstellung ist das Totaldruckverhältnis  $\Pi$  der Stufe bzw. des Laufrades über dem Massenstrom dargestellt. In den dimensionslosen Darstellungen ist die Druckzahl  $\Psi$  gemäß Gleichung 2.2 bzw. gemäß Gleichung 2.3 über der Lieferzahl  $\phi$  (Gleichung 2.1) dargestellt. Es wird bei den jeweiligen Bildern nochmals explizit darauf hingewiesen, welche Darstellungsart verwendet wird.

Die für die Bestimmung des Kennfeldes notwendigen Meßwerte wurden im Falle der Totalgrößen der Stufe mit pneumatischen 5-Lochsonden im Mittelschnitt des Verdichters in den Ebenen II, III und IV bestimmt, wobei die Hauptströmungsrichtung zur Messung des Totaldrucks durch den manuellen Abgleich der Seitenbohrungen (Anzeigen der Druckdifferenz) ermittelt wurde. Die statischen Wanddrücke wurden mit Hilfe von Ringleitungen über dem Umfang gemittelt. Diese Druckwerte wurden mit einem PSI Mehrkanaldruckaufnehmer mit integrierter A/D-Wandlung gemessen.

Die Messung des Massenstroms erfolgte mit Hilfe einer Kammsonde, etwa einen Meter vor dem Austritt der Anlage, siehe Abbildung 3.1 (Mengenmeßstrecke), wobei nur der dynamische Druck am Zinken in der Rohrmitte verwendet wurde. Der dazugehörige statische Druck ist ebenfalls über eine Ringleitung gemittelt worden. Der aus beiden Drücken gebildete Differenzdruck wurde mit einem Differenzdrucksensor gemessen, mit der 8 Kanal ADC-Karte erfaßt und anschließend im PC gemittelt. Hierbei mußte eine lange Mittelungszeit gewählt werden, da die langsamste Schwingung in der Strömung eine Frequenz von ca.  $0.3 \text{ Hz}$  hat, mit einer Schwankungsbreite von etwa 5% vom Mittelwert. Die Ursache für die Massenstromschwankung konnte nicht abschließend geklärt werden, es ist aber zu vermuten, daß durch den extremen Querschnittübergang von der Drossel zur Beruhigungskammer zwei kommunizierende Volumina entstanden sind und damit ein schwingfähiges System. Letztendlich ergibt sich dadurch ein relativ großer Fehler bei der Massendurchsatzbestimmung, der mit Hilfe langer Mittelungszeiten reduziert wurde. Für die Messungen im Instabilitätsgebiet mußte allerdings ein Kompromiß zwischen Genauigkeit der Meßwerte auf der einen Seite und der maximalen Zeit, die der Verdichter im Instabilitätsgebiet gefahrlos betrieben werden kann, andererseits gefunden werden. Es wurde schließlich eine Mittelungszeit von etwa  $15 \text{ sec}$  gewählt, mit der eine Reproduziergenauigkeit bei der Bestimmung des Massendurchsatzes von etwa  $\pm 1$  Prozent erreicht werden konnte.

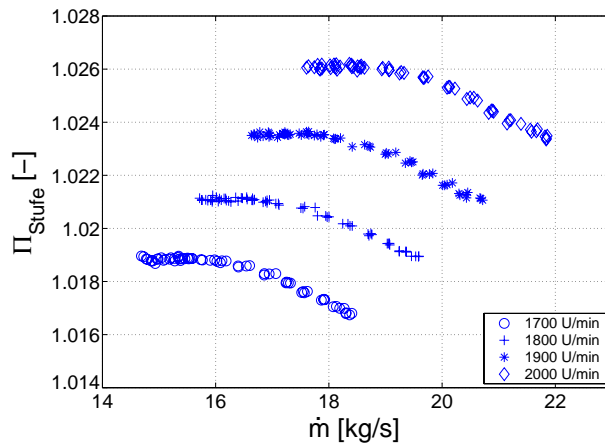


Abb. 3.4: Kennfeld Stufe

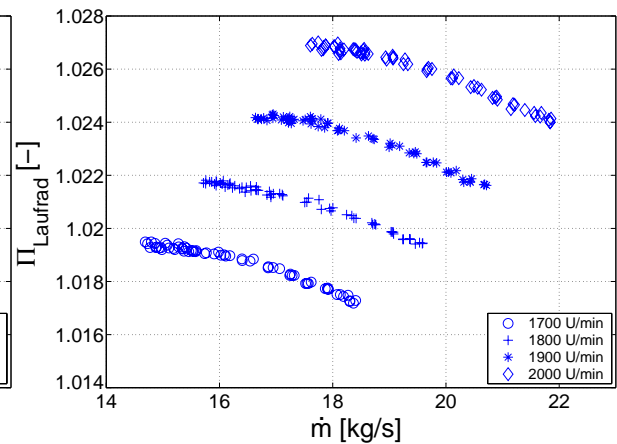


Abb. 3.5: Kennfeld Laufrad

### 3.3.3 Einfluß des Nachleitrades

Betrachtet man das Kennfeld in dimensionsbehafteter Form über der gesamten Stufe (Bild 3.4), so erkennt man ein deutliches lokales Maximum mit verschwindender Steigung in den Kennlinien. Dies ist bei Verdichtern eher selten anzutreffen und läßt darauf schließen, daß, schon bevor der Verdichter instabil wird, Teile der Beschaufelung nicht mehr richtig arbeiten. Falls die Laufradschaufeln davon betroffen wären, würde man erwarten, daß sich *Rotating Stall* ausbildet. Ein Ablösen der Nachleitbeschaufelung würde im Gegensatz dazu nur zu einem Druckverlust führen. Um den Einfluß des Nachleitrades genauer zu ergründen, wurde das Kennfeld mit der Druckerhöhung über dem Laufrad (Meßebene II und III) ermittelt (Bild 3.5). Das Totaldruckverhältnis  $\Pi_{Stufe}$  über der Stufe unterscheidet sich um den Druckverlust, der im Leitrad entsteht, vom Totaldruckverhältnis  $\Pi_{Laufrad}$  über der Laufradschaufel. Es fällt sofort ins Auge, daß die Kennlinien des Laufrades stetig fallen, also kein ausgeprägtes Maximum aufweisen. Sie beginnen am Punkt des maximalen Druckaufbaus mit einer verschwindenden Steigung, so wie man es erwarten würde. Vergleicht man das Druckniveau der Kennlinien von Laufrad und Stufe, zum Beispiel bei einer Drehzahl von  $1800 \text{ U/min}$  und den Massendurchsätzen von  $19 \text{ kg/s}$  (fast ungedrosselt) und  $16 \text{ kg/s}$  (nahe der Stabilitätsgrenze), so kann aus dieser Differenz auf steigende Verluste im Nachleitrad geschlossen werden. Ein genaueres Bild liefert die Darstellung in den Bildern 3.6 und 3.7. In ersterem Bild sieht man die dimensionslose Kennlinie gemäß Gleichung 2.3, also aus der Differenz der Totaldrücke gebildet. Hier ist jetzt der zunehmende Abstand zwischen den beiden Kennlinien bei abnehmenden Durchsatz zu erkennen, der auf die ansteigenden Verluste im Nachleitrad hinweist. Im nächsten Bild ist die dimensionslose Druckerhöhung nach Gleichung 2.2, in die der statische Druck eingeht, über der Lieferzahl aufgetragen. Hier erkennt man an dem im Gegensatz zur Laufradkennlinie

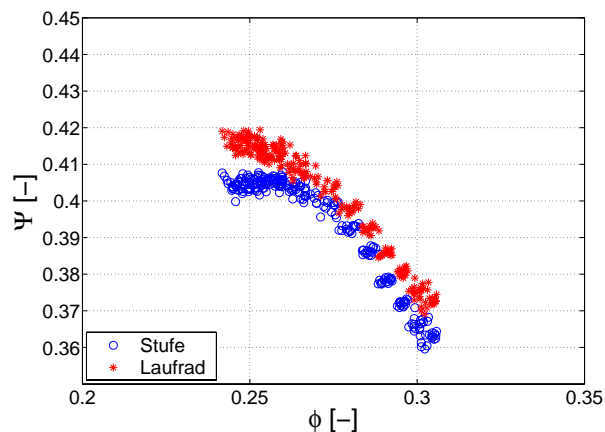


Abb. 3.6: Kennfeld (Gleichung 2.3)

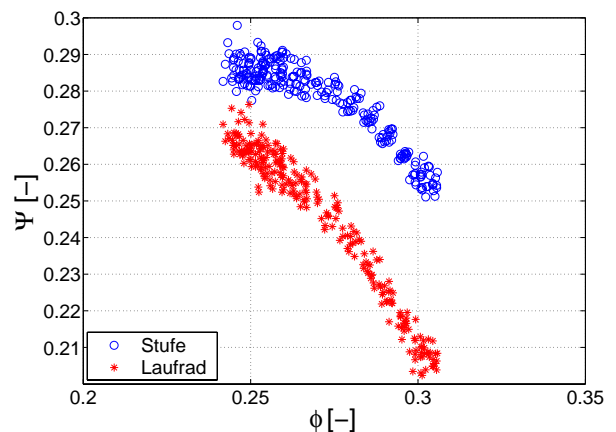


Abb. 3.7: Kennfeld (Gleichung 2.2)

abknickenden Verlauf der Stufenkennlinie, daß hin zu den geringeren Massendurchsätzen vor der Stabilitätsgrenze der statische Druckgewinn des Leitrades immer geringer ausfällt, also das Nachleitrad unter diesen Bedingungen mit zunehmend reduziertem Massenstrom immer schlechter arbeitet. Für Untersuchungen, die genau im Bereich des reduzierten Massenstromes stattfinden, scheint es wenig sinnvoll, diese Leitradverluste mit in die Betrachtungen hineinzunehmen. Sie würden es deutlich erschweren, die Effekte, die durch eine aktive Beeinflussung erreicht werden, von diesen unerwünschten Nebeneffekten zu trennen. Da ein Ausbauen der Nachleitbeschaufelung nicht möglich war, wurde darauf verzichtet, sie in die Messungen mit einzubeziehen.

*Für alle folgenden Aussagen und Darstellungen wird nur der Druckaufbau über dem Laufrad berücksichtigt. Das Nachleitrad wird nicht weiter betrachtet.*

## 4 Instabilitätsverhalten der Versuchsanlage

Für die Untersuchungen zur aktiven Unterdrückung von Strömungsinstabilitäten ist es notwendig, etwas über das Verhalten des Verdichters in diesem Zustand zu wissen. In Kapitel 2.3 wurde das gängige Modell (Moore-Greitzer Modell) vorgestellt. Es ist in den vergangenen Jahren noch weiter verfeinert worden, für grundlegende Überlegungen an dieser Stelle ist es aber ausreichend. Die erste Frage, die sich stellt, ist die nach der Art der Instabilität, sprich tritt *Rotating Stall* oder *Surge* auf. Beantworten läßt sich diese Frage mittels des in Kapitel 2 eingeführten  $B$ -Parameters:

$$B = \frac{u}{2a_s} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (4.1)$$

Sieht man das Volumen im Diffusor als das gesamte druckseitige Volumen an, ergibt sich für diese Anlage ein Volumen  $V_p$  von  $0.9 \text{ m}^3$ . Die Länge  $L_c$  des Verdichters beträgt  $0.6 \text{ m}$ , die Querschnittsfläche  $A_c = \frac{3\pi}{4} \text{ m}^2$ . Mit der maximalen Umfangsgeschwindigkeit von  $115 \text{ m/s}$  ergibt sich bei normalen Umgebungsbedingungen ( $T = 20^\circ\text{C}$ ,  $p_0 = 1013 \text{ mbar}$ ) mit einer Schallgeschwindigkeit  $a = 340 \text{ m/s}$  ein Maximalwert von

$$B = \frac{u}{2a_s} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} = \frac{115}{2 * 340} \sqrt{\frac{0.9}{2.36 * 0.6}} = 0.13 \quad (4.2)$$

Dieser Wert ist deutlich unter dem von Greitzer angegebenen Grenzwert von  $B = 0.7$ , oberhalb dessen *Surge* auftritt. Es ist also damit zu rechnen, daß bei dem Verdichter über dem gesamten Betriebsbereich nach dem Übertreten der Stabilitätsgrenze hin zu geringen Massenströmen *Rotating Stall* auftritt und *surge* auszuschließen ist. Den Nachteil, den man sich durch das geringe druckseitige Volumen und die damit verbundenen Drossel erkaufte hat, ist, daß nur noch ein kleiner Teil des Betriebsbereiches zu nutzen ist.

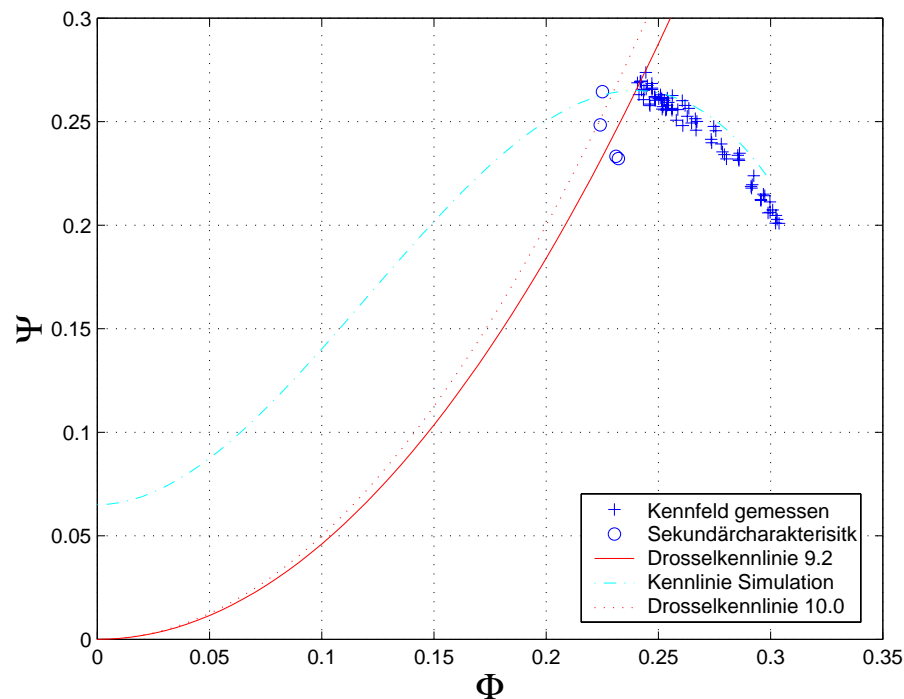


Abb. 4.1: Modellbildung Verdichter TFA

Überprüft man die Abschätzung mit dem  $B$ -Parameter mit einer genaueren Modellierung, indem man eine gemessene Kennlinie zur Bestimmung der drei Kennwerte  $H$ ,  $W$  und  $\psi_0$  (Gleichung 2.14) mit einbringt (siehe Bild 4.1), und berechnet man den  $B$ -Parameter für die aktuelle Drehzahl (für  $1700 \text{ U/min}$  ergibt sich  $B = 0.1$ ), so ergeben sich die Verläufe von  $\Psi$ ,  $\Phi$  und  $J$  (Abbildung 4.2), einmal für einen Drosselbeiwert (vergl. Gleichung 2.11)  $K_T = 9.2$  (linkes Bild), der zu einer Drosselkennlinie führt, die sich gerade an der Stabilitätsgrenze mit der Kennlinie schneidet (Abbildung 4.1), und für einen Drosselbeiwert  $K_T = 10.0$  (rechtes Bild Abbildung 4.2), der zu einem Betriebspunkt gehört, der schon deutlich im Instabilitätsgebiet liegt. Man erkennt, daß in beiden Fällen durch das Anwachsen der Amplitude  $J$  der Umfangsstörung *Rotating Stall* auftritt. Im linken Bild zeigt die Simulation, daß es einige Zeit dauert, bis der Beginn des Stalls angezeigt wird. Dies deckt sich mit den Beobachtungen an der realen Anlage, daß der Verdichter an diesem Betriebspunkt nach einer endlichen Zeit an der Stabilitätsgrenze mit anfänglichem stabilem Verhalten doch in die Instabilität gerät, letztlich also kleinste Störungen den *Rotating Stall* auslösen können. Im rechten Bild liefert die Simulation für einen Betriebspunkt, der bereits im Instabilitätsgebiet liegt, einen unmittelbaren Einsatz des *Rotating Stall*.

Nachdem sichergestellt ist, daß *Rotating Stall* auftritt, stellt sich die Frage, in welcher Form er auftritt, ob als langsam anwachsende modale Welle oder als abrupter Zusammenbruch.

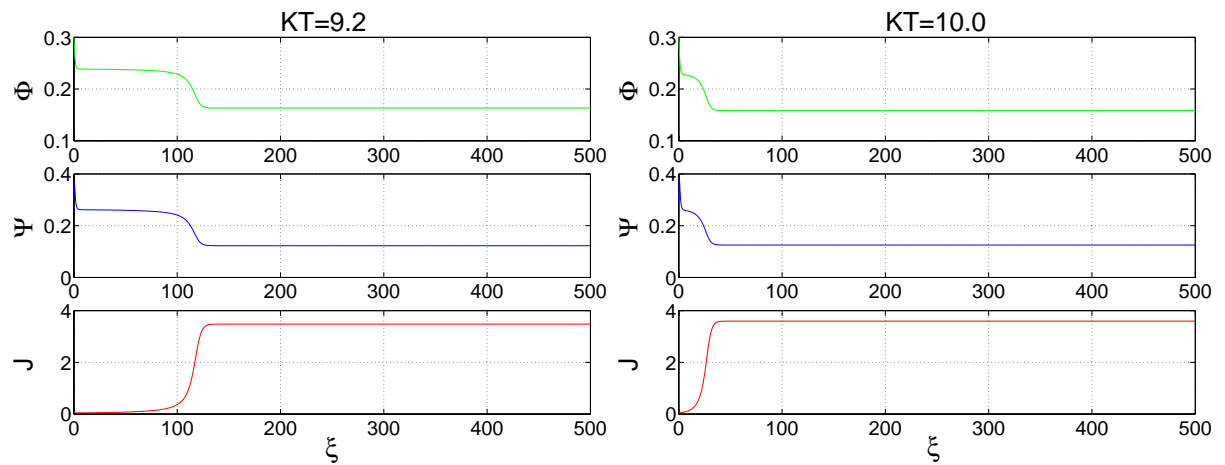


Abb. 4.2: Simulation Verdichter TFA

Um dies zu klären, wurde der Verdichter mit 6 dynamischen Drucksensoren der Firma Kulite in äquidistanten Abständen am Umfang stromauf des Laufrades in der Meßebe II des Verdichters bestückt. Die Drehzahl liegt bei  $2000 \text{ U/min}$ , d.h. eine Zeitspanne von  $0.3 \text{ s}$  entspricht 10 Rotorumdrehungen. In Bild 4.3 sind die Zeitverläufe der einzelnen Drucksensoren zu sehen. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  ist die Messung ausgelöst worden durch das Überschreiten des Grenzwertes, das heißt, die Druckschwankungen im Signal haben den zulässigen Bereich verlassen. Etwa 5 Rotorumdrehungen vorher ist bereits die erste Überhöhung in den Drucksignalen sichtbar, die später zum *Rotating Stall* führt (Nummer 2 in der Abbildung). Der Druckverlauf zeigt bei  $300^\circ$  an der Stelle 1 ebenfalls schon eine starke Überhöhung, die allerdings keine weiteren Folgen hat. Nicht jede Überhöhung im Druckverlauf muß demnach zwingend zu *Rotating Stall* führen. Man erkennt in diesem Bild durch das Vergleichen der Abstände der Druckmaxima, daß sich die Frequenz des *Rotating Stall* langsam entwickelt, bis sie sich letztlich auf etwa  $15 \text{ Hz}$  einpendelt, das entspricht ca.  $45 \%$  der Rotordrehzahl. Eine genauere Analyse dieser Vorgänge ist mittels der modalen Analyse möglich. Zu diesem Zweck werden die gemessenen Druckverläufe mit Hilfe einer räumlichen Fouriertransformation gefiltert, sodaß axiale Schwankungen verschwinden und Schwankungen in Umfangsrichtung deutlicher hervortreten. Bei diesem Verfahren ist es wichtig, daß die Abstände in Umfangsrichtung zwischen den Drucksensoren äquidistant sind, denn die Umfangsrichtung ist Basis dieser räumlichen Transformation. Als Ergebnis erhält man zu jedem Zeitpunkt die Analyse der Störungen in Umfangsrichtung. Führt man dies für zeitlich aufeinanderfolgende Meßpunkte durch, so erhält man die zeitliche Entwicklung der Umfangsstörungen. Dargestellt ist in Bild 4.4 der ursprüngliche Zeitverlauf eines Drucksensors ( $120^\circ$ ), die Amplitude der 1. modalen

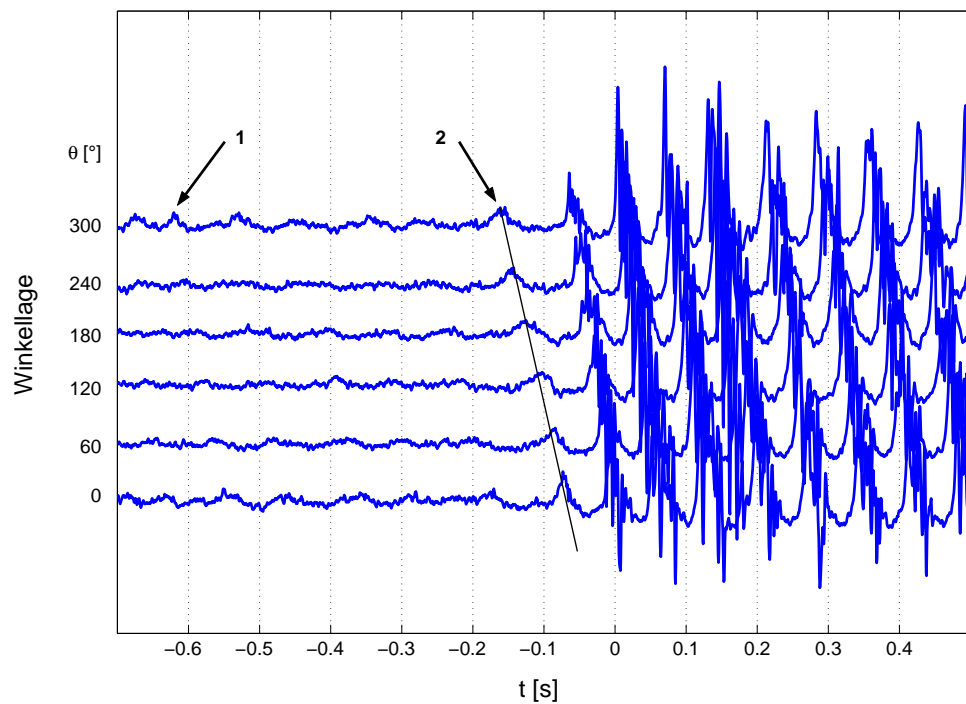


Abb. 4.3: Stalleinsatz - Druck-Zeit-Verläufe

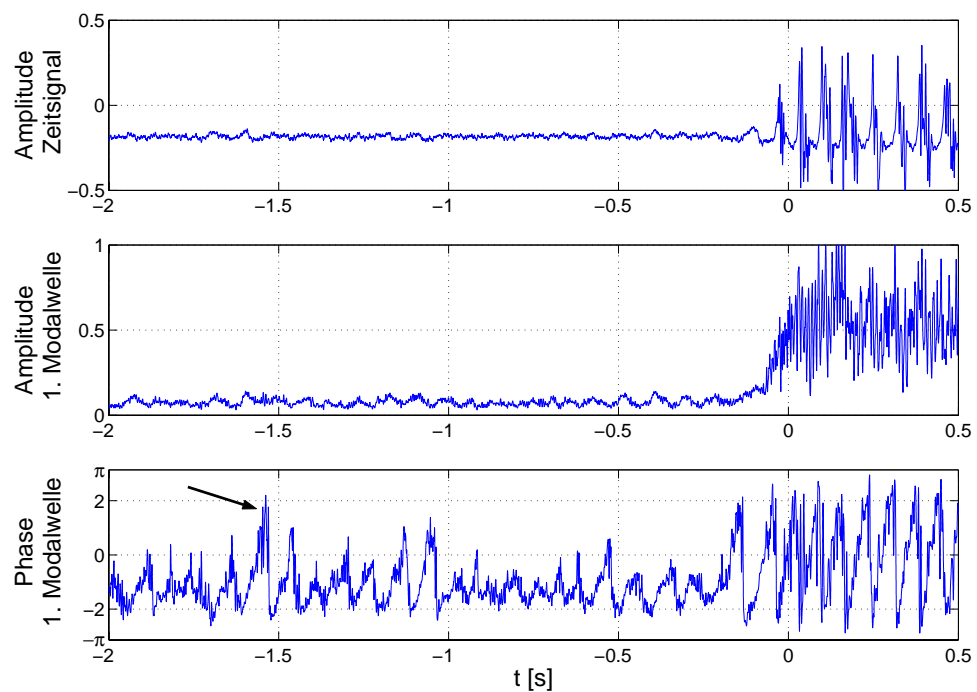


Abb. 4.4: Stalleinsatz - modale Analyse



Welle (entspricht  $J$  aus der Abbildung 4.2) und der dazu gehörenden Phasenverlauf, die man aus den Daten von Bild 4.3 erhält. Der Verlauf der Amplitude zeigt den deutlichen Anstieg, der auch in der Simulation zu sehen war. Allerdings beginnt dieser Anstieg nur unwesentlich vor dem Zeitpunkt, an dem auch über einen Schwellwerttrigger ein *Rotating Stall* detektiert wird, insgesamt mit etwa 2-3 Rotorumdrehungen Vorlauf. Aussagekräftiger ist in diesem Falle der Phasenverlauf, der Auskunft darüber gibt, wo sich die Störung oder Ungleichförmigkeit über dem Umfang gerade befindet. Der volle Umfang entspricht  $2\pi$ . Springt nun der Verlauf von  $+\pi$  nach  $-\pi$ , so bedeutet das, daß die Störung vollständig umgelaufen ist. Der Sprung rührt daher, daß die Phase  $2\pi$ -periodisch und damit uneindeutig ist. Die FFT liefert immer den minimalen Phasenwert. Bei Messungen werden die Extremwerte  $-\pi$  und  $\pi$  aus Gründen der Meßgenauigkeit (räumliche Auflösung) selten erreicht. Wie weit eine Störung entlang des Umfangs umläuft (Winkelbereich der Phase), ist direkt aus dem zeitlichen Verlauf der Phase zu erkennen. Zu einem früheren Zeitpunkt (Pfeil) befand sich der Verdichter schon einmal kurz vor der Stabilitätsgrenze; an dieser Stelle gab es schon eine Störung, die sich über  $2/3$  des Umfangs bewegt hat. Diese Störung wurde allerdings gedämpft, bevor sie weiter anwachsen und einen instabilen Verdichterbetrieb verursachen konnte.

Anhand dieser Daten sieht man die Problematik der Einordnung des Stabilitätsverhalten des Verdichters in die zwei bekannten Modelle. Es zeigt sich ein typisches Bild für die modalen Wellen, allerdings nur mit einer sehr kurzen Vorlaufzeit. Kommt es innerhalb dieser Vorlaufzeit zu einer zusätzlichen Störung, kann der Verdichter auch direkt in den Stall übergehen. Letztendlich sind die Merkmale einer modalen Störung in diesem Verdichter zu schwach ausgeprägt, als daß man darauf ein zuverlässiges und sicheres Verfahren zur Stallvermeidung und Kennfelderweiterung aufbauen könnte.

Aus diesem Grund wurde in dieser Arbeit ein anderer Weg gewählt, der ohne eine Identifizierung von Strömungsanomalien auskommt. Dazu muß ein Verfahren entwickelt werden, das den *Rotating Stall* direkt am Ort der Entstehung bekämpft. Im nachfolgenden Kapitel wird ausführlich auf die Auslegung eines neuartigen Aktors zur Verdichterstabilisierung eingegangen.

## 5 Der Aktor

Im vorangegangenen Kapitel wurde gezeigt, daß der Aufbau eines Regelsystems zur Unterdrückung von *Rotating Stall*, das auf dem Modell der modalen Welle beruht, an diesem Verdichter nicht zuverlässig arbeiten würde, da sich diese nicht immer ermitteln lassen und der *Rotating Stall* auch abrupt auftreten kann. Daher wurde ein neues Prinzip verfolgt, wie man die Instabilität eines Verdichters verzögert bzw. unterdrückt. In diesem Kapitel wird die Entwicklung des Aktors Schritt für Schritt erläutert, von den ersten Ideen, wie ein entsprechender Aktor aussehen könnte, über Prototypen bis zum fertigen, funktionstüchtigen Aktor.

### 5.1 Aktorentwicklung

Das zentrale Element in einer Regelung oder Steuerung ist das Stellglied. Ohne die entsprechende Wirkung des Stellgliedes auf die Regelstrecke ist eine Beeinflussung oder Korrektur durch einen Regler nicht möglich. Im Gegensatz zu einfachen Regelkreisen, wie zum Beispiel einer Temperaturregelung, bei der eine Heizung durch einfaches Ein- und Ausschalten auf die Raumtemperatur direkt wirkt, ist es bei der Stabilisierung eines mit *Rotating Stall* arbeitenden Verdichters deutlich schwieriger, ein geeignetes Stellglied zu finden. Dieses Problem entsteht dadurch, daß eine indirekt Einflußnahme durch einen Bypass nicht direkt die Ursache bekämpft und eine direkte Einflußnahme auf die Laufradumströmung nur sehr schwer möglich ist, da sich alles in dem schnell rotierenden Laufrad abspielt.

Wenn man einen neuen Weg beschreiten möchte, bietet es sich an, das Problem an der Wurzel anzugehen, also die Ablösung direkt im Laufrad zu unterbinden. Ausgehend von den in der Literatur beschriebenen Stellgliedern zeigte sich schnell, daß keines von diesen in der Lage war, direkt auf das Geschehen im Laufrad einzuwirken. Wie in Kapitel 2 gezeigt, basieren die Wirkprinzipien für die bisherige Stallkontrolle darauf, entweder den Betriebspunkt des Verdichters durch Öffnen von Bypässen und Abblasventilen wieder in den stabilen Bereich zurückzuholen oder Störungen im Ansaugbereich des Verdichters, noch bevor sie in die Stufe

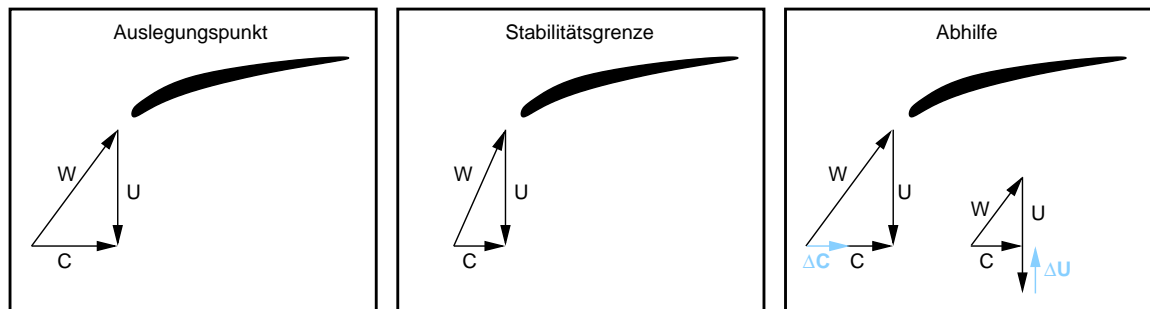


Abb. 5.1: Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradeintritt

gelangen, auszugleichen, damit es erst gar nicht zum Auftreten von *Rotating Stall* kommt. Bestenfalls die Versuche mit Aktoren, die mit Hilfe von Lufteinblasung in der Schaufelspitzenregion die Bildung von Wirbeln unterdrücken, gehen in die Richtung der direkten Beeinflussung der Schaufelumströmung.

Strömungstechnische Untersuchungen zur Ablöseverhinderung mittels aktiver Systeme finden im wesentlichen an Tragflügeln statt. Im Gegensatz zu dem großen, stillstehenden Bauraum innerhalb eines Tragflügels hat man es bei einer Verdichterbeschaufelung mit einem schnellrotierenden Rotor zu tun, dessen Schaufeln nur einige wenige Millimeter dick sind, die letztendlich also kaum Platz für irgendwelche Schaufeleinbauten bieten.

Mit welcher Methode und nach welchem Prinzip ist es nun möglich, außerhalb des rotierenden Laufrads die Umströmung eines rotierenden Profils zu beeinflussen? Dazu ist zuerst die Frage nach den Ursachen der Strömungsablösung an der Laufschaufel zu stellen.

In Abbildung 5.1 sind die Geschwindigkeitsdreiecke der Zuströmung des Laufrades mit der Absolutgeschwindigkeit  $C$ , der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades  $U$  und der sich für das Laufrad ergebenden relativen Anströmgeschwindigkeit  $W$  dargestellt. Das Laufrad wird optimal angeströmt, wenn der Winkel der Relativgeschwindigkeit  $W$  etwa mit dem Auslegungswinkel des Schaufelprofils übereinstimmt (stoßfreie Zuströmung). Reduziert sich der Massendurchsatz, das heißt, wird die axiale Komponente der Absolutgeschwindigkeit  $C$  kleiner, kommt es bei gleicher Drehzahl bzw. Umfangsgeschwindigkeit zu einer Fehlanströmung des Laufrades. Diese zieht eine höhere Umlenkung der Strömung, die der Schaufelkontur folgen muß, nach sich und verursacht damit einen erhöhten Auftrieb, der in Druck umgesetzt wird. Wird allerdings die aerodynamische Belastbarkeit des Schaufelprofils überschritten, das heißt, verliert die Strömung in der Grenzschicht aufgrund der Wandreibung und der Stoßverluste durch die Fehlanströmung so viel Energie, daß sie den positiven Druckgradienten im hinteren Teil der Schaufelaußenseite nicht überwinden kann, dann verringert sich die Strömungsgeschwindigkeit nahe der Wand bis zum Stillstand (Ablösepunkt), und das Fluid strömt entgegen der Haupt-

strömungsrichtung zurück in Gebiete geringeren Drucks. Die Strömung löst ab und der Druckaufbau der Laufradschaufel bricht zusammen.

### 5.1.1 Anforderungen an den Aktor

Setzt man nun an der Stelle der Fehlanströmung des Laufrades an, so könnte man wieder die **richtige Anströmrichtung herbeiführen**, indem man entweder eine zusätzliche Geschwindigkeit  $\Delta U$  entgegen der Laufraddrehrichtung aufbringt oder den axialen Durchfluß  $\Delta C$  erhöht (rechtes Bild Abbildung 5.1). Diese, auf den ersten Blick sehr einfache Methode, hat allerdings einen für die geforderte Anwendung entscheidenden Nachteil: Es ist nicht die Richtung und der Betrag der Geschwindigkeit maßgeblich für die Korrektur der Anströmung, sondern der Impulseintrag, also die Kraft, um die Strömungsrichtung zu ändern. Es müßte also relativ viel zusätzlicher Massenstrom mit hoher Geschwindigkeit eingebracht werden. Daher ist es einfacher, einen Bypass zu öffnen und so den axialen Durchsatz zu erhöhen. Damit erreicht man ein gutes Stabilitätsverhalten, ohne zusätzliche Energie in die Maschine zu stecken. Allerdings verschwendet man mit dem Abblasen reichlich Energie, in dem die gerade komprimierte Luft nach dem Verdichter einfach in die Umgebung abgeblasen wird. Letztendlich verschiebt das Öffnen eines Bypasses nur den Betriebspunkt zurück in den stabilen Arbeitsbereich des Verdichters und erweitert nicht wirklich den Betriebsbereich.

Bei der **Übertragung der bei der Grenzschichtbeeinflussung an Tragflügeln** verwendeten Methoden auf eine Verdichterschaufel müßte in der Nähe des Ablösepunktes der Strömung eingegriffen werden. Dazu kann mittels der Strömungsbeeinflussung mit Grenzschichtabsaugung, einer Druck-Saugseitenverbindungen oder beweglichen Klappen das energiearme Fluid der Grenzschicht entfernt und durch energiereicheres ersetzt werden. Bei Laufradschaufeln versagen diese Methoden, einerseits, da eine notwendige Mechanik in einem rotierenden System zu aufwendig (groß) ist und den Beanspruchungen durch die Fliehkräfte nicht gewachsen ist, andererseits weil die Aerodynamik im Auslegungspunkt stark leiden würde. Man würde sich also im letzteren Fall eine Erweiterung des Betriebsbereiches mit einer Wirkungsgradverschlechterung über dem restlichen Bereich erkaufen.

*Letztendlich ist es also erstrebenswert, ein Stellglied zu finden, daß die Laufradumströmung im Normalfall nicht stört und nahe der Stabilitätsgrenze zusätzliche Energie in die Grenzschicht einbringt. Die baulichen Gegebenheiten sprechen für einen Aktor außerhalb des rotierenden Laufrades, zum Beispiel als vorgeschaltetes Bauelement.*

Die Energie, die in die Grenzschicht eingebracht werden soll, sollte vorher nicht im Hauptströmungsgebiet dissipiert werden. Die Energie sollte also am besten gepulst übertragen wer-

den, das heißt nur dann, wenn sich eine Schaufel in Reichweite des Aktors befindet und die Energie gezielt in die Grenzschicht eingebracht wird. Das Strömungsfeld zwischen den Schaufeln muß nicht mit zusätzlicher Energie versorgt werden. Außerdem können für kurze, energiereiche Pulse kleinere Druckluftbehälter verwendet werden. Für ein kontinuierliches Verfahren wären deutlich größere Vorratsbehälter notwendig, damit nach Öffnen eines Ventils nicht der treibende Druck zusammenbricht, die sich schwerer in der Nähe des Verdichters unterbringen lassen.

Eine **Störung des Ablösevorgangs** an der Laufschaufel ist ein weiterer Ansatz, der betrachtet werden muß. Ein wichtiger Parameter dabei ist die Zeit, die eine Strömung benötigt, um abzulösen. Es ist zu beobachten, daß ein kurzzeitiges Überschreiten der Stabilitätsgrenze nicht zu einem sofortigen *Rotating Stall* oder *surge* führt, sondern die Maschine noch einige Umdrehungen stabil weiterläuft. Daraus läßt sich folgern, daß sich die Strömungsablösung an der Laufschaufel entwickeln muß. Eine Störung innerhalb dieser Entwicklungsphase könnte den Ablösevorgang wieder von vorne beginnen lassen. Setzte man eine solche Störung periodisch ein, könnte die Ablösung unterdrückt werden. Es stellt sich die Frage, wie eine solche Störung beschaffen sein muß (Frequenz, Amplitude), damit der gewünschte Effekt eintritt. In den grundlegenden Betrachtungen von Greitzer [16] wird erwähnt, daß Störungen, die im Verhältnis zur Drehfrequenz des Verdichters hochfrequent sind, auf die Strömung im Verdichter stabilisierend wirken können.

Ein weiterer Effekt mit grenzschichtstabilisierender Wirkung geht von vorgeschalteten Stufen aus. Die Grenzschichten von Schaufelsaug- und Schaufeldruckseite treffen hinter dem Schaufelprofil aufeinander. Im Gegensatz zur Hauptströmung haben sie Energie durch Reibung verloren und weisen eine geringere Geschwindigkeit auf (Geschwindigkeitsdefekt). Gleichzeitig ist der Turbulenzgrad infolge der zusammengelaufenen, turbulenten Grenzschichten erhöht. Dieses Gebiet hinter einem Profil mit geringerer Geschwindigkeit und erhöhter Turbulenz wird als **Nachlaufdelle** bezeichnet [40]. Dadurch, daß die Nachlaufdellen die nachfolgenden Schaufeloberflächen oszillierend überstreichen, kommt es zu einer Stabilisierung eines laminar-turbulenten Umschlags der Grenzschicht. Die turbulente Grenzschicht ist durch den erhöhten Impulsaustausch energiereicher und neigt daher weniger zur Ablösung als eine laminare Grenzschicht.

Versucht man, alle genannten Effekte in einem Aktorsystem zu nutzen, ergeben sich folgende Anforderungen:

- Das Aktorsystem darf im normalen Betrieb den Verdichter nur minimal beeinflussen, insbesondere darf die Zuströmung zum Laufrad nicht gestört werden.
- Die Energieübertragung vom Aktor zur Laufradschaufel muß möglichst effizient sein. Es

soll nur dort unterstützend eingegriffen werden, wo es wirklich notwendig ist.

- Es sind kurze Impulse zu erzeugen anstatt eines kontinuierlichen Luftstroms.
- Nachlaufähnliche Strukturen mit hoher Turbulenz sind anzustreben
- Jede Schaufel ist gezielt anzusprechen, da von vornherein nicht bekannt ist, an welcher der Laufschaufeln gerade Ablösung einsetzt.
- Um eine einfache Anwendung zu garantieren, soll der Aktor ohne die Erfassung des Strömungszustandes im Verdichter auskommen, d.h. auch als gesteuertes System funktionieren.
- Als Arbeitsmedium für den Aktor soll komprimierte Luft (Fördermedium) verwendet werden, die in unserem Fall von außen bereitgestellt wird. Das Druckniveau sollte nicht höher sein, als das durch einen Axialverdichter erreichbare, sodaß die hinteren Stufen als Luftlieferanten angezapft werden können.

Damit könnte ein Druckluft-Pulsationserzeuger als zentrales Element des Aktors die Anforderungen erfüllen. Nimmt man die Kenndaten des Versuchsverdichters dazu, werden für den Pulsator folgende Eigenschaften gefordert:

- Massendurchsatz im Aktor so hoch wie möglich (größtmöglicher Energieeintrag).
- Die Maximierung des Impulses soll zuerst durch eine Steigerung der Geschwindigkeit der Luftpulse erreicht werden, erst dann steht eine Steigerung der eingeblasenen Masse an.
- Die maximale Geschwindigkeit der pulsierend eingeblasenen Luft muß deutlich höher sein als die Relativgeschwindigkeit im Laufrad, um die kritischen Stellen zu erreichen.
- Die maximal benötigte Pulsationsfrequenz liegt bei  $807\text{ Hz} \approx 800\text{ Hz}$ , sollte jede der 22 Laufschaufeln bei einer Drehzahl von  $2200\text{ U/min}$  getroffen werden.
- Die Pulse müssen mit einer hohen Konstanz der Frequenz erzeugt werden.
- Die Pulse sollten räumlich, das heißt über der Laufradhöhe, verteilt erzeugt werden, und zwar so, daß sie genau die Stellen treffen, an denen die Laufradströmung abzulösen droht.

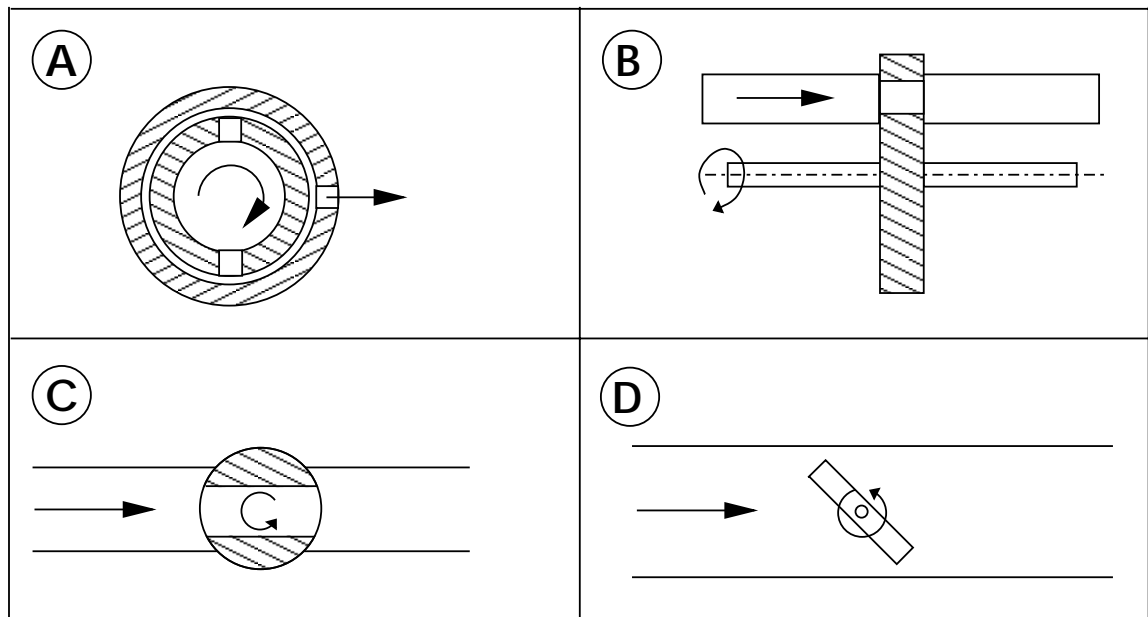


Abb. 5.2: Varianten von rotierenden Ventilen

### 5.1.2 Erzeugung der Luftpulse

Für die Erzeugung der geforderten Pulse, muß die Druckluft geschaltet werden. Dazu gibt es zwei Arten von *Ventilen*: Rotierend und oszillierend arbeitende Varianten. Aus den obigen Forderungen folgt, daß oszillatorische Prinzipien bei einer Schaltfrequenz von  $800\text{ Hz}$  auf Grund der hohen Beschleunigungen und hohen mechanischen Belastungen im Umkehrpunkt keine großen Volumenströme zulassen und daher ausscheiden. Zumindest ist das Erreichen von großen Durchsätzen nur durch Parallelschalten mehrerer Aktoren möglich. Bleibt also für die Erzeugung der Pulse mit großen Durchsätzen und den hohen Frequenzen ein rotatorisches Prinzip, das für diese Aufgabe am besten geeignet scheint. Eine konstante Pulsfrequenz ist dann durch eine konstante Antriebsdrehzahl zu realisieren.

In Bild 5.2 sind 4 Prinzipien dargestellt, wie mittels eines rotierenden Bauteils ein pulsierender Volumenstrom erzeugt werden kann:

- Prinzip **A**: Zwei konzentrische Zylinder, bei dem der innere Zylinder rotiert und der äußere still steht. Die Druckluft wird von innen zugeführt. Eine Überdeckung der Bohrungen in Rotor und Stator verursacht einen Luftpuls.
- Prinzip **B**: Eine rotierende Scheibe mit Löchern schaltet den Volumenstrom im Rohr.
- Prinzip **C**: Ein rotierender Kugelhahn

- Prinzip **D**: Eine rotierende Drosselklappe

Die Luftpulse selbst sollen eine möglichst große Energie beinhalten. Da die Luftpulse Freistrahlen sind, herrscht innerhalb des Strahls der statische Druck der Umgebung. Der Energieinhalt ist damit allein über die kinetische Energie  $\frac{1}{2}mc^2$  definiert, er kann also durch eine Erhöhung von Masse und/oder Geschwindigkeit maximiert werden. Die maximal erreichbare Geschwindigkeit im engsten Querschnitt in einer Strömungsgeometrie ist die Schallgeschwindigkeit. Für höhere Geschwindigkeiten sind speziell geformte Geometrien notwendig (Laval-Düse), mit denen Überschallströmungen realisiert werden können. Die Überschallströmung ist aber außerhalb der speziellen Geometrie nicht stabil, es entsteht ein Verdichtungsstoß mit hohen Verlusten. Danach liegt wieder eine Unterschallströmung vor. Für die Auslegung des Aktors wurde die Schallgeschwindigkeit als maximale Geschwindigkeit angestrebt. Um die Schallgeschwindigkeit zu erreichen, ist, beim verlustfreien Ausströmen aus einem großen Behälter, das kritische Druckverhältnis von Umgebungsdruck zu Behälterdruck

$$\frac{p^*}{p_t} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0.528 \quad (5.1)$$

notwendig, mit dem Adiabatenkoeffizient  $\gamma = 1.4$  für zweiatomige Gase. Daraus ergibt sich ein Behälterruhedruck  $p_t$  von ca.  $1.9 \text{ bar}$ . Dies wird aber nicht ganz ausreichen, da ja der Weg vom Behälter über den Aktor in die Verdichterströmung verlustbehaftet ist. Um mit dem geringst möglichen Behälterdruck  $p_t + \Delta p_v$  auszukommen, sollten der Aktor und seine Zuleitung möglichst wenige Drosselstellen enthalten.

Mit dem Erreichen der Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt ist dann auch der maximale Massendurchsatz festgelegt. Sinnvollerweise ist der engste Querschnitt die Austrittsfläche des Aktors, da sonst der Massendurchsatz an einer anderenen, unwichtigen Stelle begrenzt wird.

Nach dem Austritt aus dem Aktor sollten keine weiteren Bauteile mehr folgen, die die erzeugten Pulse abdämpfen. Daraus ergibt sich, daß die Erzeugung der Pulse im Verdichter zu erfolgen hat, da ein Einleiten der Pulse von außen nur mit zusätzlichen Verlusten behaftet wäre und die Schärfe (Flankensteilheit) der Luftpulse verloren ginge.

Neben diesen Auslegungskriterien spielt der zur Verfügung stehende Bauraum im Verdichter eine entscheidende Rolle. Innerhalb des Versuchsverdichters bietet es sich an, den Aktor im Bereich des nicht benutzten Vorleitgitters unterzubringen, da so die Luftpulse in unmittelbarer Nähe zum Laufrad erzeugt werden und der Verdichter durch den Einbau des Aktors nicht bleibend verändert werden muß, sich also der Aktor auch wieder rückstandslos entfernen läßt.

Da der Aktor in das Strömungsfeld hineinreicht, darf er die Aerodynamik des Verdichters im



normalen Betrieb nicht beeinträchtigen. Um Störungen durch die reine Anwesenheit des Aktors auf das Strömungsfeld des Verdichters so gering wie möglich zu halten, wurde als Einbauort für den Aktor der Bereich hinter der oberen der drei Stützstreben, die die Verdichterantriebswelle im Gehäuse abstützen, festgelegt, sodaß der Aktor im Windschatten dieser Strebe liegt. Es ist auch möglich, den Aktor mitsamt der Stützstrebe in ein Profil zu integrieren, dies würde die passiven Störungen weiter reduzieren. In späteren Entwicklungsstufen ist es dann anzustreben, den Aktor innerhalb der Leiteinrichtung zu platzieren, vielleicht sogar in die Leitschaufel zu integrieren, die dann allerdings deutlich dicker ausfallen würde. Für die hier durchgeführten Versuche hatte die fehlende aerodynamische Verkleidung des Aktors keine meßbaren Folgen auf das Stabilitätsverhalten und die Kennlinien des Verdichters.

Bewertet man die Varianten aus Bild 5.2, so zeigt sich, daß die Prinzipien **C** und **D** nur eine sinusförmige Oszillation des Volumenstroms ermöglichen. Dies widerspricht der Anforderung, daß nur gezielt auf die Schaufel gepulst werden soll, die nur etwa 10 Prozent der Schaufelteilung ausmacht und sich nicht über 50 Prozent der Teilung erstreckt. Eine Pulsform mit schnellem Anstieg und Abfall der Pulsationsgeschwindigkeit, mit 20 Prozent Pulsanteil pro Aktordrehung gestattet es, die Energie effizienter einzusetzen. Durch die fehlende Flankensteilheit einer Sinuswelle würde bei diesen Varianten zuviel energiereiche Luft ungenutzt an den Schaufeln vorbeiströmen. Sie scheiden dadurch aus. Prinzip **B** ist durch die Art und Anzahl der Bohrungen in der Scheibe (Revolver) in der Lage, diese Anforderung zu erfüllen. Allerdings bedarf es einigen Bauraumes, um neben der Zuleitung auch den Revolver unterzubringen. Diese Variante ist für die Erzeugung von Pulsen außerhalb des Verdichters sehr vielversprechend. In dem hier interessierenden Fall mit der geforderten Pulsationserzeugung innerhalb des Verdichters ist ein kompakteres System erforderlich. Und so wurde das Ventilprinzip **A** mit einem in einem stillstehenden Zylinder rotierenden Zylinder gewählt und weiterentwickelt.

Bild 5.3 zeigt die zwei wesentlichen Phasen während einer Aktorumdrehung. Der äußere Zylinder steht still. Er besitzt Öffnungen für die Luftpulse, deren Form und Anzahl der benötigten Pulsverteilung angepasst werden können, im einfachsten Fall einen geraden Schlitz. Der innere Zylinder besitzt aufgrund der geringeren Unwucht zwei Reihen von Öffnungen anstatt nur einer, in diesem Fall eine Reihe von Bohrungen (Torsionssteifigkeit des Rotors), die zu den Öffnungen im Stator passen. Durch die doppelt ausgeführten Bohrungen halbiert sich auch die notwendige Drehzahl des inneren Zylinders auf  $24000\text{ U/min}$  für 800 Pulse pro Sekunde. Eine höhere Anzahl von Schlitzten im Rotor hätte zwar die Drehzahl des Aktors noch weiter abgesenkt, hätte aber im Gegenzug durch die reduzierte Steifigkeit des Rotors höhere Dehnungen infolge der Fliehkräfte und damit, durch ein größeres Spaltmaß, größere Leckagen zur Folge gehabt.

Im Innern des Zylinders herrscht der notwendige kritische Behälterdruck, der zum Erreichen

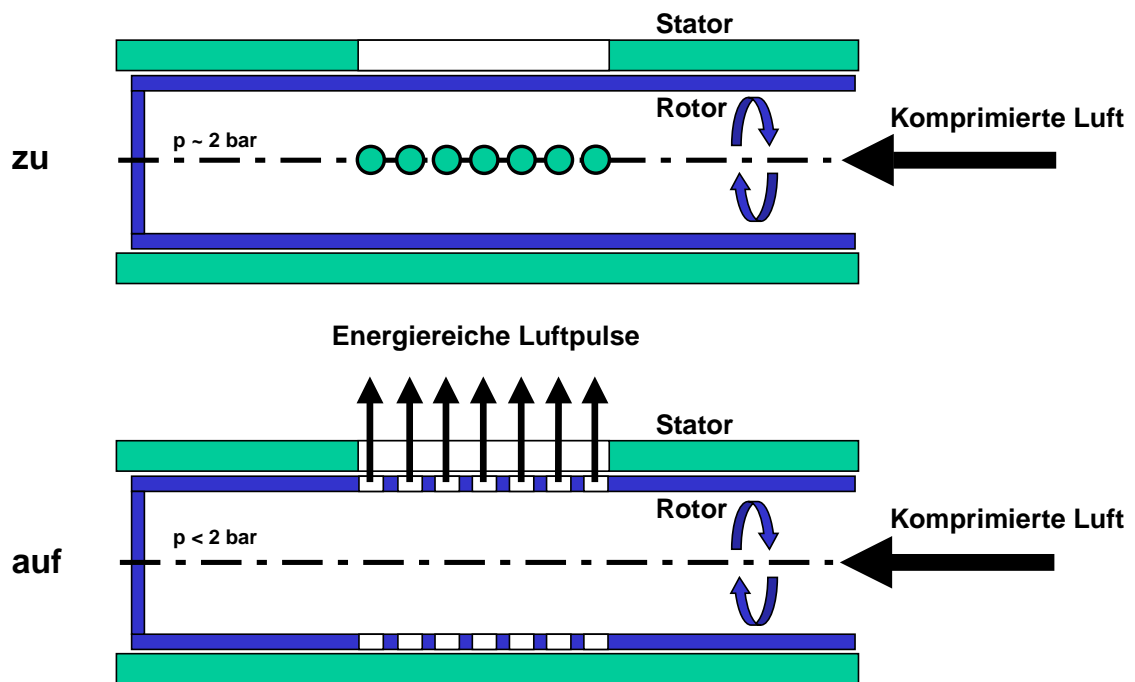


Abb. 5.3: Rotierendes Ventil – Prinzip für den Aktor

der Schallgeschwindigkeit notwendig ist. Kommt es nun zur Überdeckung der Löcher im Rotor mit den Öffnungen im Stator, wird die komprimierte Luft mit nahezu Schallgeschwindigkeit ausgestoßen. Während der Öffnungsphase fällt der Druck im Aktor ab und die Austrittsgeschwindigkeit wird geringer. Schließt dieses rotierende Ventil wieder, wird der Druck im Aktor neu aufgebaut.

Dies kann aber nur geschehen, wenn im geschlossenen Zustand die Dichtung zwischen Rotor und Stator keine hohen Leckagen zuläßt. Dichtungen mit Kontakt waren hierfür ungeeignet, da sie hohe Reibmomente verursachen und bei den geforderten hohen Drehzahlen zu warm werden oder den Drücken nicht standhalten. Die geringsten Reibmomente verursachen Spalt- und Labyrinthdichtungen, da sie berührungslos arbeiten. Sie sind aber bei den geforderten Drücken und dem Medium Luft mit sehr geringen Toleranzen auszuführen. Trotzdem war dies die einzige Möglichkeit, mit einem geringen Bauraum und einer geringen Antriebsleistung, sprich einem geringen Sekundärenergiebedarf, auszukommen. So mußte für den Spalt zwischen den beiden Zylindern ein Maß gefunden werden, daß einerseits ausreichend dichtet, andererseits ein Anstreifen des durch die Druckpulsationen schwingenden (Biegeschwingungen) Rotors verhindert. Diese geringen Toleranzen stellen natürlich auch hohe Anforderungen an die Lagerung des Rotors.

Neben dem Dichtproblem stellt sich die Frage nach einem geeigneten Antrieb und einer ent-

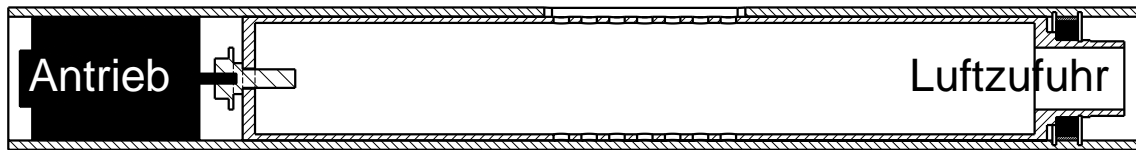


Abb. 5.4: 1. Entwurf für den Aktor

sprechenden Druckluftversorgung. Da die Druckluft durch das Innere des Aktorrotors in den Aktor strömt, muß sie von außen in das rotierende System gebracht werden. Ein erster Versuch (Abbildung 5.4) sah deshalb vor, die Druckluft axial zuzuführen, da sich auf diese Weise die Dichtung des Druckluftanschlusses am ruhenden Stator verhältnismäßig leicht bewerkstelligen ließ. Auf der anderen Seite des Rotors war dann Bauraum für einen Motor vorhanden, der in den äußeren Zylinder mit integriert war. Der Aktor muß direkt angetrieben werden, da Riemen und Zahnräder die mechanischen Beanspruchungen durch die geforderten Drehzahlen nicht aushalten und zusätzliches Spiel in das System bringen, das später bei der Drehzahlregelung Probleme verursachen würde.

Die Einbaubedingungen im Verdichter ließen diese Bauvariante nicht zu, da kein Motor gefunden werden konnte, der so klein war, daß er in den umströmten Teil des Aktors integriert werden konnte und gleichzeitig die nötige Antriebsleistung bereit stellt und eine Druckluftversorgung von der Nabe des Verdichters her extreme Umbaumaßnahmen nötig gemacht hätten. Daher mußte von diesem ersten Ansatz Abstand genommen werden und eine Lösung gefunden werden, bei der der Antrieb und die Luftzufuhr auf derselben Seite des Rotors angeordnet sind, die dann außerhalb des Verdichters liegen. Nur das eigentliche Ventil befindet sich in der Strömung.

Die letztendliche Konstruktion, dargestellt in Bild 5.5, soll anhand der Funktion der einzelnen Bauteile erläutert werden.

### 5.1.3 Konstruktive Ausführung des Aktors

Der Aktor wird von einem Motor ① angetrieben. Eine flexible Balgkupplung ② zwischen dem Antrieb und dem eigentlichen Rotor ⑨ des Aktors kann kleinere Fluchtungs- und Winkelfehler ausgleichen und garantiert, daß es zu keiner statischen Überbestimmung der Lagerung von Motor ① und dem Rotor des Aktors ⑨ kommt. Der Rotor ⑨ ist mit zwei Standarddrillenkugellagern in seinem Gehäuse gelagert. Das kleinere Lager ⑩ ist als Loslager am unteren Ende des Rotors platziert, das Festlager ④ ist wesentlich größer und muß die Hauptlast tragen. Der Rotor ⑨ besteht aus drei Abschnitten: Dem eigentlichen Zylinder mit den Bohrungen

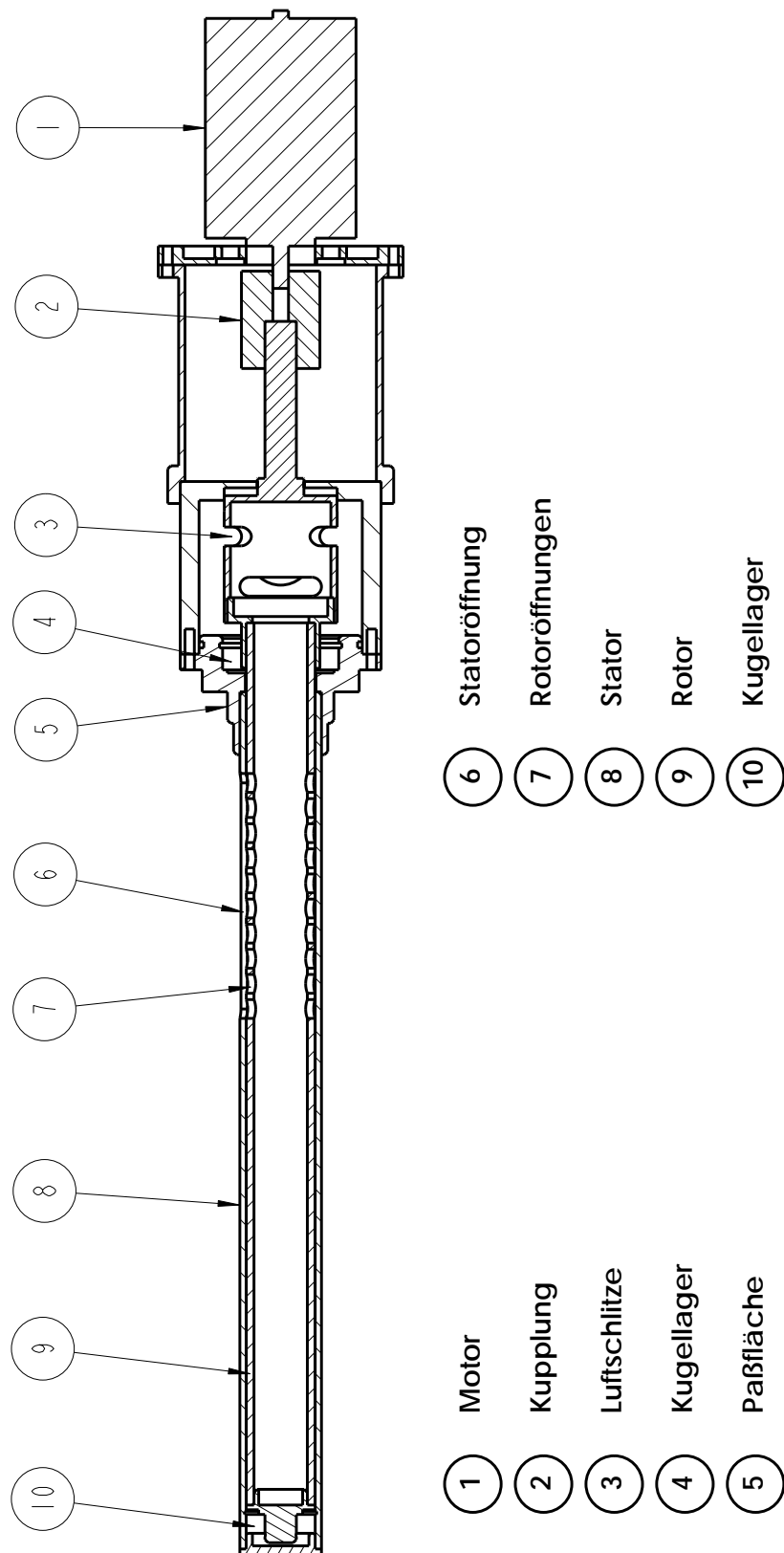


Abb. 5.5: Aktor

zur Pulsationserzeugung ⑦, dem Wellenabsatz mit deutlich erweitertem Durchmesser mit vier Schlitzten im Mantel zur Druckluftzufuhr ③ und einem Stück Welle zur Übertragung der Antriebsleistung. Am Übergang der letzten beiden Teile des Rotors ⑨ ist die Durchführung durch das Gehäuse als Spalt- bzw. Labyrinthdichtung ausgeführt. Das Gehäuse des Aktors besteht aus dem Stator ⑧ mit dem Schlitz ⑥, aus dem die Luftpulse austreten, der Lageraufnahme mit einer Paßfläche ⑤ für eine definierte Einbaulage im Verdichter, dem Gehäuseteil mit dem Anschluß für die Druckluft und einer Distanzhülse zum Befestigen des Motors ①.

Die Luftzufuhr zum Rotor geschieht über ein radiales Anschlußrohr im Gehäuse (verdeckt hinter ③). Die Luft strömt dann durch die vier Schlitzte ③ in den Rotor ⑨ und baut dort, falls die Öffnungen geschlossen sind, einen Druck auf. Öffnet das Ventil, das heißt überlagern sich die Öffnungen ⑥ und ⑦, tritt die Luft als gepulster Strahl in die Verdichterströmung aus. Gedichtet ist der Aktor zwischen Rotor ⑨ und Stator ⑧ mittels einer Spaltdichtung, auf der Antriebseite mittels einer Labyrinthdichtung. Der Leckageluftstrom letzterer Dichtstelle wird zur Kühlung des Motors verwendet.

Für die Befestigung des Aktors im Verdichter ist die Paßfläche ⑤ vorgesehen. Ihre Abmessungen wurden so gewählt, daß sie die Schaufelaufnahme der Vorleitschaufeln im Verdichtergehäuse nutzen kann. Der Aktor wird von außen durch die entsprechende Bohrung der Schaufelaufnahme gesteckt und kann von innen mit einer Wellenmutter verspannt werden. Der Aktor kann ähnlich den Schaufeln in seiner Einbaulage um seine Achse um  $360^\circ$  gedreht werden. Es ist somit möglich, den Aktor in jeder beliebigen Winkellage zu betreiben.

Für den Antrieb, der direkt auf der Welle des Aktors sitzt, mußte ein Motor mit entsprechender Drehzahl und Leistung gefunden werden, der nicht zu groß baut, damit er nicht mit Sonden oder anderen Anbauten am Verdichter kollidiert. Die Drehzahl des Aktors muß über einen weiten Bereich variabel sein; es sollen Versuche mit der vollen Drehzahl (jede Schaufel einen Puls) genauso möglich sein wie der Versuch, auf die Stallzelle, deren Umlauffrequenz bei etwa  $10 - 15 \text{ Hz}$  liegt, direkt zu pulsen. Legt man diese Überlegung zu Grunde, müssen Drehfrequenzen zwischen  $10 \text{ Hz}$  und  $800 \text{ Hz}$  realisierbar sein. Die zuerst in Erwägung gezogenen Drehstrommotoren mit Frequenzumrichter konnten ihre Drehzahl nicht über den gesamten Bereich verstellen ohne eine zusätzliche Nachregelung der Versorgungsspannung. Dadurch würde diese Antriebsvariante zu aufwendig und zu teuer. Die Alternative, ein Gleichstrommotor, benötigt lediglich eine Regelung der Versorgungsspannung. Allerdings war es schwierig, einen Gleichstrommotor mit entsprechend hoher Leerlaufdrehzahl und Leistungsreserve zu finden. Der letztendlich hier verwendete Gleichstrommotor *Hydro 3* für Modellboote der Firma LRP-Electronic, der an dieser Stelle nochmals für die geleistete Unterstützung gedankt sei, erfüllt unsere Anforderungen mit einer Leerlaufdrehzahl von über  $30000 \text{ U/min}$  und einem maximalen Drehmoment von annähernd  $1 \text{ Nm}$ . Der Antrieb dieses Motors erfolgt mit einer

geregelten, leistungsstarken Gleichspannungsquelle (30V, 20A).

Der so gebaute Aktor ist in der Lage, die geforderten Luftpulse mit variabler Richtung (Drehung des Aktors), Amplitude (Versorgungsdruck) und Frequenz (Motordrehzahl) zu realisieren. Die Form der Luftpulse ist durch das Rotordesign festgelegt (Formgebung der Öffnungen im Rotor), könnte aber mit einem anderen Rotor verändert werden.

## 5.2 Aerodynamische Aktoreigenschaften

Die Eigenschaften des Aktors können anhand zweier Kriterien unterteilt werden: zum einen in die Fähigkeiten des Aktors, auf die Strömung und auf den beginnenden *Rotating Stall* einzuwirken, zum anderen in das Verhalten des Aktors bezüglich seiner regelungstechnischen Eigenschaften. Letzteres wird in Kapitel 6 behandelt. Hier geht es um die aerodynamischen Eigenschaften des Aktors. In dem vorangegangenen Abschnitt wurden die Anforderungen an den Aktor definiert. Im Vordergrund steht dabei die Erzeugung hochfrequenter Luftpulse.

Die Versorgung des Aktors mit Druckluft erfolgt aus einem Tank mit einem Volumen von  $1\text{ m}^3$ . Der Behälter ist für einen Maximaldruck von  $8\text{ bar}$  zugelassen, die Luftlieferanlage fördert bis zu einem Druck von  $7.5\text{ bar}$ . Der Austrittsdruck kann durch ein Druckregelventil auf den untersuchten Bereich zwischen  $1.5\text{ bar}$  und  $2.5\text{ bar}$  (kritisches Druckverhältnis =  $1.9\text{ bar}$ ) eingestellt werden.

Die Bestimmung des Massendurchsatzes des Aktors mußte in eigenständigen Versuchen ermittelt werden, da eine direkte Messung des Massenstroms mit einfachen Mitteln (Meßblende) an den starken Pulsationen in den Leitungen, die der schnellschaltende Aktor verursacht, scheiterte und auch mit aufwendigeren Verfahren nicht die erwünschte Genauigkeit erreicht werden konnte. Der Massendurchsatz durch den Aktor wurde daher auf folgende Weise bestimmt: Der Behälter wird mit Druckluft gefüllt. Es wird gewartet, bis sich der Behälter im thermischen Gleichgewicht befindet, sich also die Lufttemperatur im Behälter nicht mehr ändert. Sodann werden die Ruhegrößen Druck und Temperatur im Behälter gemessen. Der Aktor wird nun für eine per Stoppuhr bestimmte Zeit  $\Delta t$  mit Druckluft beaufschlagt, indem man den Kugelhahn am Behälter für diese Zeitspanne öffnet. Nachdem der Behälter nach dem Schließen des Kugelhahns wieder im thermischen Gleichgewicht ist, werden erneut die Temperatur und der Druck gemessen. Mit

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{V_0}{R\Delta t} \left[ \frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2} \right] \quad (5.2)$$

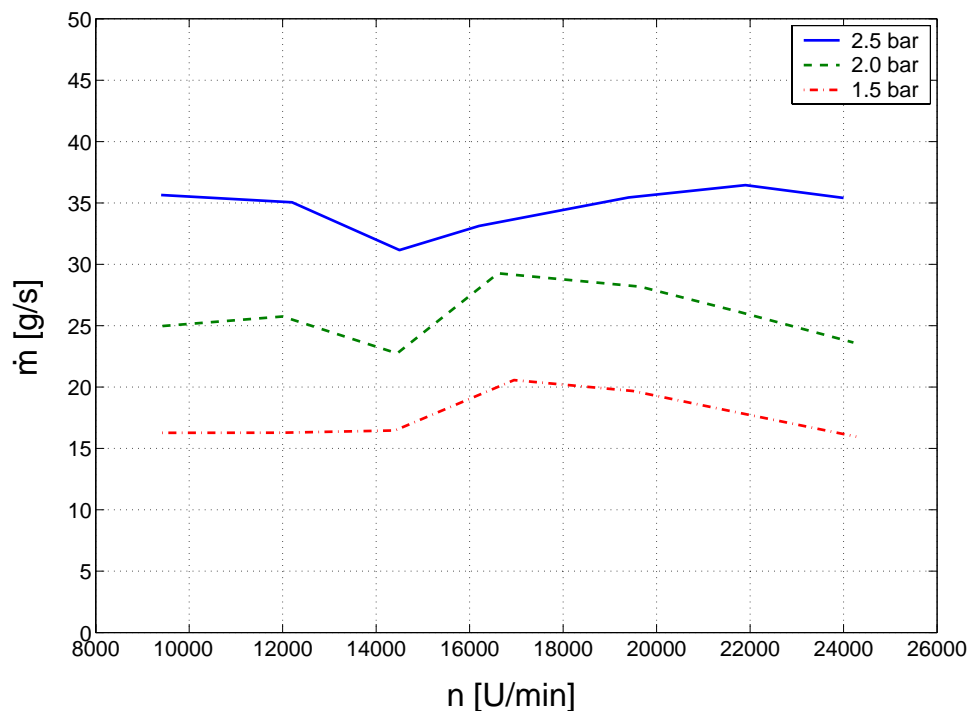


Abb. 5.6: Aktor Luftmassenverbrauch

kann aus der Massendifferenz und der bekannten Zeitdauer des Aktorbetriebs der durchschnittliche Aktormassenstrom bestimmt werden.

Variiert wurde bei den Messungen der Versorgungsdruck des Aktors (1.5, 2 und 2.5 *bar*) und die Drehzahl des Aktors, allerdings ungeregelt. Bild 5.6 zeigt die Ergebnisse. Der Durchsatz durch den Aktor zeigt eine geringe Abhängigkeit von der Aktordrehzahl, nur bei 14000 *U/min* ist ein leichter Rückgang zu erkennen. Dies liegt vermutlich an einer Resonanzschwingung des Aktorrotores. Ein höherer Versorgungsdruck erhöht erwartungsgemäß den Durchsatz, wobei anzunehmen ist, daß sich der Durchsatz nicht beliebig steigern läßt. Der maximal mögliche Durchsatz durch die Zuleitung liegt bei ca. 70 *g/s* (Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt der Zuleitung) deutlich höher als der zu erwartende maximale Durchsatz im Aktor (ca 35 *g/s* bei einer zeitlich gemittelten Austrittsgeschwindigkeit von 90 *m/s*). Daher begrenzt der Aktor und nicht die Zuleitung den maximalen Massenstrom. Bei dem im weiteren verwendeten Versorgungsdruck von 2.5 *bar* ergibt sich also ein Durchsatz von 33 – 36 *g/s*. Dies entspricht 2 ‰ des Massendurchsatzes des Verdichters an der Stallgrenze.

Die elektrische Leistungsaufnahme des Gleichstrommotors, der den Aktor antreibt, bleibt über dem gesamten Drehzahlbereich unter 100 *W* und ist damit im Vergleich zu den ca. 300 *kW* des Antriebmotors des Verdichters vernachlässigbar.

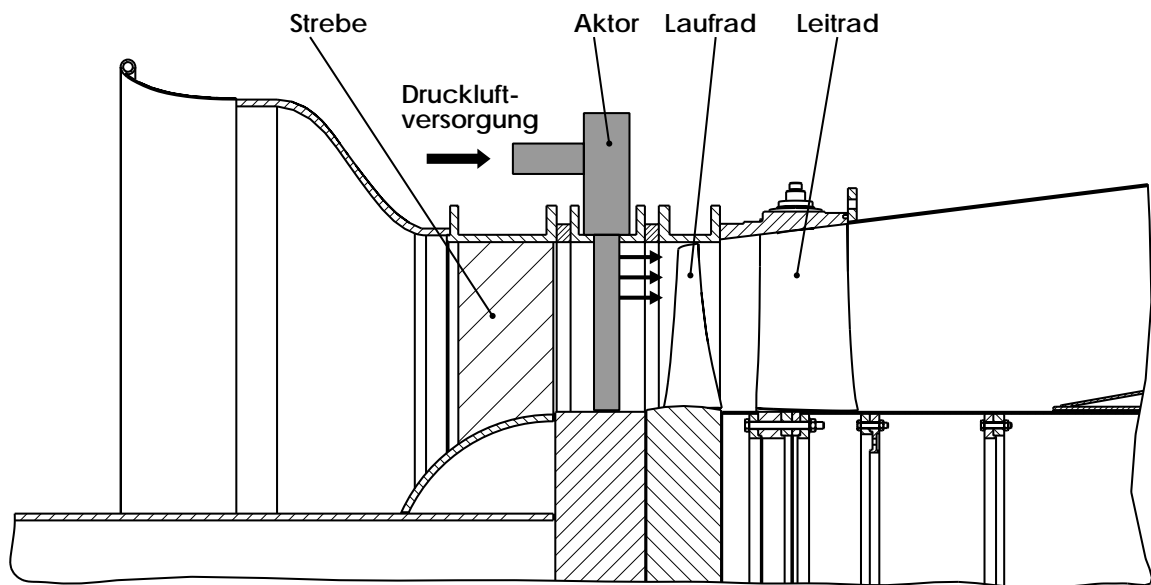


Abb. 5.7: Aktor im Verdichter

### 5.2.1 Einbau und Messungen im Verdichter

Der ideale Einbauort für den Aktor liegt direkt stromauf des Rotors. Am Verdichter stand der Ring zur Aufnahme der Vorleitschaufeln, die innerhalb dieses Projektes nicht verwendet werden, zur Verfügung. Direkt hinter der oberen Strebe zum Abstützen der Rotorwelle im Gehäuse besteht eine Einbaumöglichkeit (siehe Bild 5.7) in Form einer Schaufelaufnahme. Außerhalb des Verdichters ist genügend Platz für den Anschluß der Druckluft, den Motor und weitere Bauelemente zur Drehzahlmessung und Bestimmung der Phasenlage des Aktors. Der axiale Abstand zwischen Aktorachse und Laufradeintrittsebene am Gehäuse beträgt  $75\text{ mm}$  und entspricht etwa einer Laufschaufelsehnenlänge. Der Aktor wird so eingebaut, daß die Pulse das obere Drittel der Laufschaufelhöhe erreichen können.

Die folgenden Meßergebnisse gelten für den Aktor im *stillstehenden* Verdichter. Sie zeigen, wie sich die Luftpulse in der vorgegebenen Geometrie ausbreiten, ohne daß sie von der Verdichterströmung beeinflusst werden, und beschreiben damit die eigentlichen Eigenschaften des Aktors.

Vom Aktor war eine effektive Pulsgenerierung gefordert worden. Bei einer stationären Betrachtung heißt effektiv, daß der Strahl sich nur geringfügig aufweitet, das heißt, seine hohe Geschwindigkeit beibehält, die in ihm enthaltene Energie gebündelt bleibt und daher schmal im Vergleich zu einer Schaufelteilung ist. In Bild 5.8 ist dies dargestellt. Es zeigt die gemittelte Geschwindigkeit des Strahls (mit einer pneumatischen Fünflochsonde gemessen) in der Verdichtereintrittsebene für verschiedene Radien. Der Aktor war um  $35^\circ$  gegen die Rotordreh-



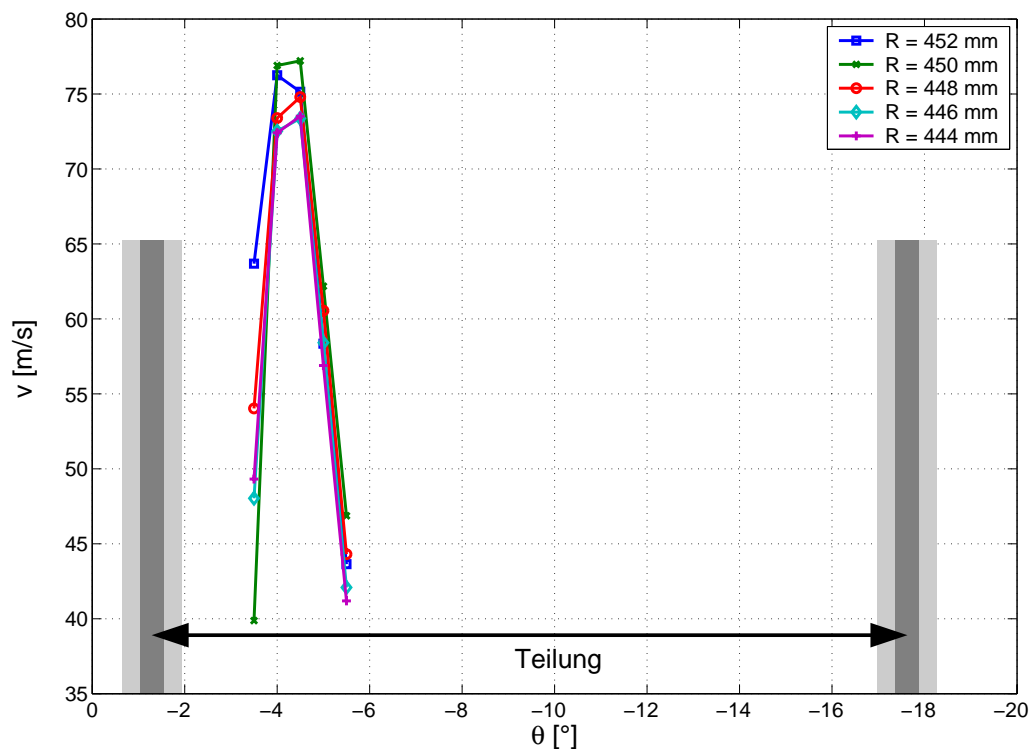


Abb. 5.8: Verhältnis Pulsbreite zu Teilung

richtung verdreht (vergleiche Abbildung 7.1), wodurch in der Meßebene II eine asymmetrische Verteilung entsteht. Die aufgrund der stationären Meßtechnik zeitlich gemittelte Maximalgeschwindigkeit liegt bei ca.  $75 \text{ m/s}$ . In diesem Bereich ist der Strahl etwa so breit wie die Schaufelvorderkante (als dunkles Rechteck dargestellt), bei  $2/3$  der maximalen Geschwindigkeit hat der Strahl eine Breite, die etwa der eineinhalben Schaufeldicke entspricht (Schaufeldicke als helles Rechteck dargestellt). Die Breite des Strahls entspricht einem Achtel der Schaufelteilung des Laufrades. Man kann also von einem räumlich konzentrierten Luftpuls sprechen.

Der Haupteffekt des Aktors liegt aber nicht in dem stationär ausgeblasenen Luftstrom, sondern in den instationären Luftpulsen selbst. Um diese Pulse im einzelnen zu untersuchen, wurden Hitzdrahtmessungen in dem gepulsten Strahl durchgeführt. Dabei sind einige Probleme aufgetreten, die die Meßgenauigkeit deutlich herabgesetzt haben. Bei den erwarteten hohen Geschwindigkeiten von bis zu  $330 \text{ m/s}$  zeigt der Hitzdraht nur noch eine geringe Empfindlichkeit gegenüber einer Schwankung der Geschwindigkeit, das heißt, eine große Änderung  $\Delta v$  der Geschwindigkeit führt auf Grund der Kalibrationskurve nur zu einer geringen Änderung  $\Delta U$  der Ausgangsspannung des Anemometers. Des weiteren kühlt sich die Druckluft durch die Expansion auf die Umgebungsbedingungen deutlich ab, im Mittel wurde im Strahl eine um ca.  $10^\circ\text{C}$  niedrigere Temperatur als in der Umgebung gemessen. Der Hitzdraht muß daher

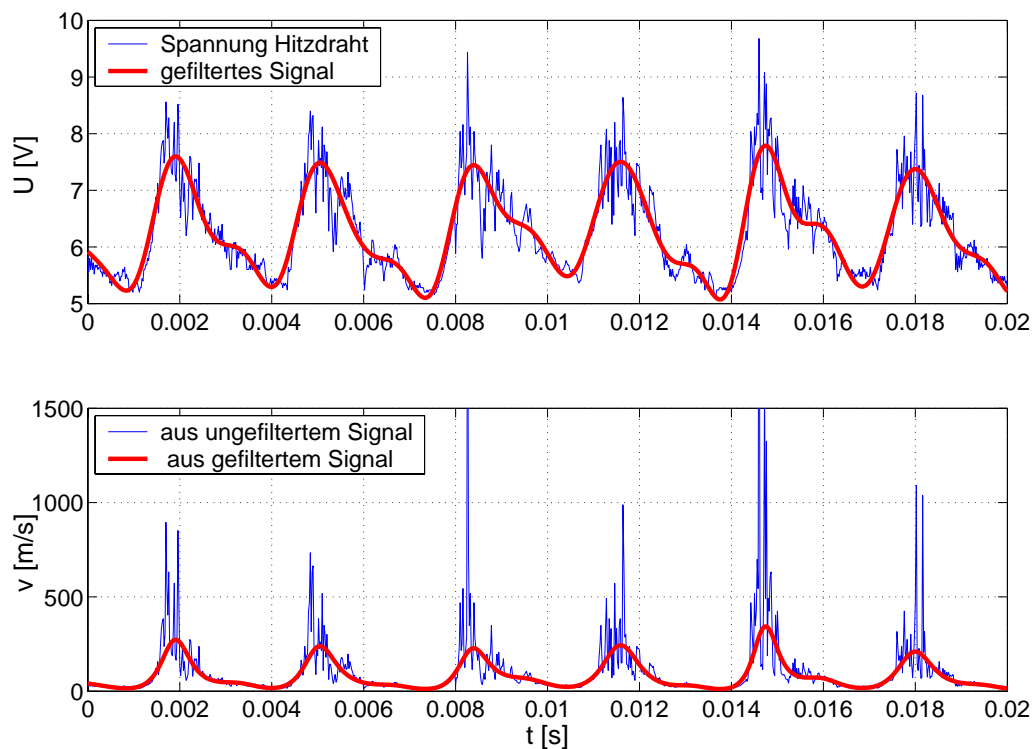


Abb. 5.9: Filterung der Hitzdrahtsignale

deutlich nachgeheizt werden. Das letzte Problem ist der Wassergehalt der Druckluft. Durch die Expansion kondensiert das Wasser in der Druckluft. Trifft ein solches Tröpfchen auf den Hitzdraht, muß dieser zusätzliche Energie aufwenden, um das Wasser zu verdampfen. Dies führt zu stochastischen Störungen des eigentlichen Signals. In Abbildung 5.9 sind beispielhaft die Spannungssignale des Hitzdrahtes und die daraus gewonnenen Geschwindigkeitsverläufe dargestellt, einmal ohne eine Tiefpaßfilterung des Spannungssignal, einmal mit Filterung.

Der Spannungsverlauf (oberes Bild) zeigt im ungefiltertem Zustand deutliche Spitzen, die vermutlich aus der Verdampfungsarbeit stammen, zum Beispiel bei  $t = 0.008 \text{ s}$ . Wird dieser Wert von  $9.5 \text{ V}$  mittels der Kalibrationsdaten in eine Geschwindigkeit umgerechnet, so ist der sich ergebende Wert von über  $2000 \text{ m/s}$  nicht realistisch. Werden diese Spitzen in dem Spannungsverlauf mittels eines digitalen Filters herausgefiltert (Tiefpaßfilter, Eckfrequenz  $1750 \text{ Hz}$ ) und der sich daraus ergebende Spannungsverlauf (dicke Linie) mittels der Kalibrationsdaten in einen Geschwindigkeitsverlauf umgerechnet, ergeben sich deutlich sinnvollere Werte (bis  $330 \text{ m/s}$ , unteres Bild, dicke Linie). Die Probleme mit der feuchten Druckluft und den damit verbundenen Spannungsspitzen ließen sich nicht mit einfachen Mitteln beseitigen, sodaß die absoluten Werte der Geschwindigkeiten in den nachfolgenden Abbildungen aufgrund der willkürlich gewählten Eckfrequenz des Filters nur als Richtwerte betrachtet werden dürfen.

Die Messungen geben dennoch Aufschluß über die zeitliche Pulsbreite und die Pulsform.

Die Hitzdrahtmessungen wurden im Verdichter durchgeführt. Der Aktor wurde dabei so gedreht, daß er in rein axialer Richtung pulst ( $\alpha = 0^\circ$ ), der Hitzdraht also genau von vorn angeströmt wird. Der Abstand zwischen Aktor und Hitzdraht betrug  $60\text{ mm}$  in axialer Richtung. In Abbildung 5.10 sind die tiefpaßgefilterten Geschwindigkeiten der Luftpulse in Abhängigkeit der radialen Position der Hitzdrahtsonde dargestellt, wobei der Hitzdraht in der Strahlmitte angeordnet war. Man erkennt die einzelnen Pulse, die mit einer Frequenz von  $310\text{ Hz}$  erzeugt wurden, das entspricht der Pulsfrequenz bei einer Verdichterdrehzahl von  $1700\text{ U/min}$ , wenn auf jede zweite Schaufel gepulst wird. Dies ist die Pulsfrequenz, die für die meisten hier dargestellten Versuche verwendet wurde. Die Laufradschaufeln erstrecken sich von  $R = 250\text{ mm}$  (Nabe) bis  $R = 500\text{ mm}$  (Gehäuse). Betrachtet man exemplarisch die Pulse bei einer radialen Position der Hitzdrahtsonde von  $R = 482\text{ mm}$ , so erkennt man den steilen Anstieg der Geschwindigkeit beim Öffnen des rotierenden Ventils. Die Zeit, die vergeht, bis die Luft auf die Maximalgeschwindigkeit beschleunigt ist, liegt in der Größenordnung von einer halben Millisekunde. Die Spitzengeschwindigkeit in einem solchen Puls beträgt bis zu  $300\text{ m/s}$ . Nach Erreichen der Maximalgeschwindigkeit fällt die Geschwindigkeit wieder stark ab, beim Schließen des Ventils treten zusätzliche Schwankungen auf, die Geschwindigkeit steigt zeitweise noch einmal kurz an, um dann letztlich auf Werte zwischen  $5\text{ m/s}$  und  $12\text{ m/s}$  abzusinken. Dieser Restvolumenstrom wird durch die Leckage zwischen den beiden Zylindern verursacht. Anschließend beginnt der Vorgang von Neuem. Bei der radialen Verteilung der Pulse fällt auf, daß nahe des Gehäuses die Pulse etwas schwächer ausfallen als weiter innen, in Richtung Nabe. Dies liegt vermutlich daran, daß die ersten Bohrungen direkt hinter der Luftzuführung im Aktor liegen und sich dort aufgrund der Zuströmgeschwindigkeit nicht der volle Druck aufbauen kann. Weiter innen in Richtung Nabe ist dieser Einfluß verschwunden und die Pulse zeigen eine gleichmäßige Form. Die Unterschiede in den einzelnen Geschwindigkeitsspitzen liegen an den oben genannten Einschränkungen bei der Hitzdrahtmeßtechnik einerseits und den nicht immer identischen Eigenschaften beim Druckaufbau andererseits. Zum Beispiel verursachen Schwingungen des Rotors im Aktor, angeregt durch die wechselnde Belastung durch die pulsierende Luft, unterschiedliche Spaltbreiten, die wiederum den Druckaufbau im Aktor beeinflussen.

Die Form der Luftpulse verändert sich, wenn mit dem Hitzdraht nicht mehr im Zentrum, sondern in den Randzonen des Strahles gemessen wird. Die Strahlaufweitung der Luftpulse zeigt Bild 5.11. Der obere Verlauf zeigt die Geschwindigkeitsverteilung der Luftpulse an einer radialen Position des Hitzdrahtes von  $R = 486\text{ mm}$ . Bewegt man die Hitzdrahtsonde um  $4\text{ mm}$  aus der Mitte (mittlerer Verlauf der Geschwindigkeiten), erkennt man, daß nicht mehr jeder Puls die volle Geschwindigkeit erreicht. Es sieht danach aus, daß der Puls in der Umfangsrichtung leicht schwankt, sodaß nicht jeder Puls von der Sonde vollständig erfaßt wird,

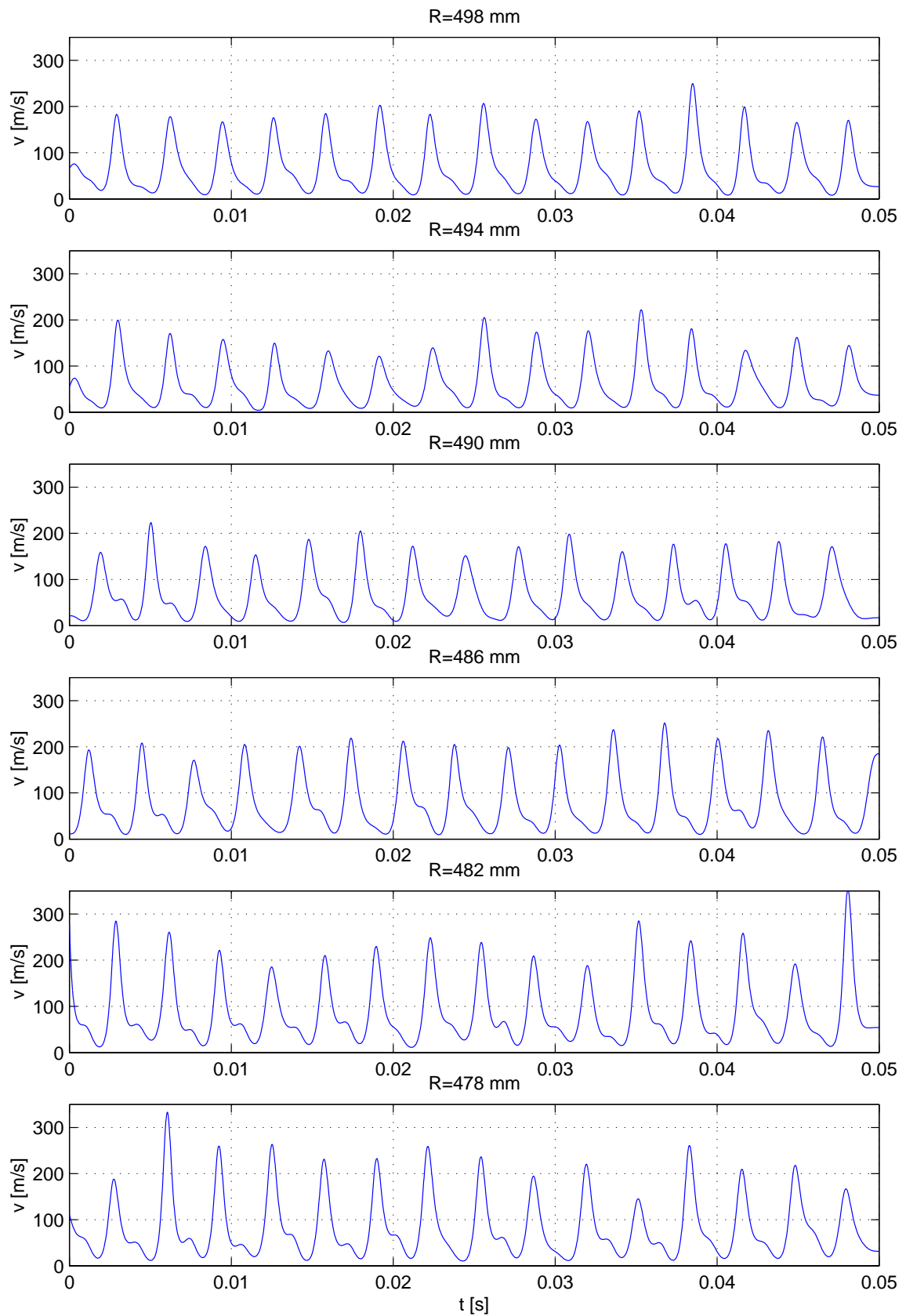


Abb. 5.10: Instationäre Pulse – Variation in radialer Richtung

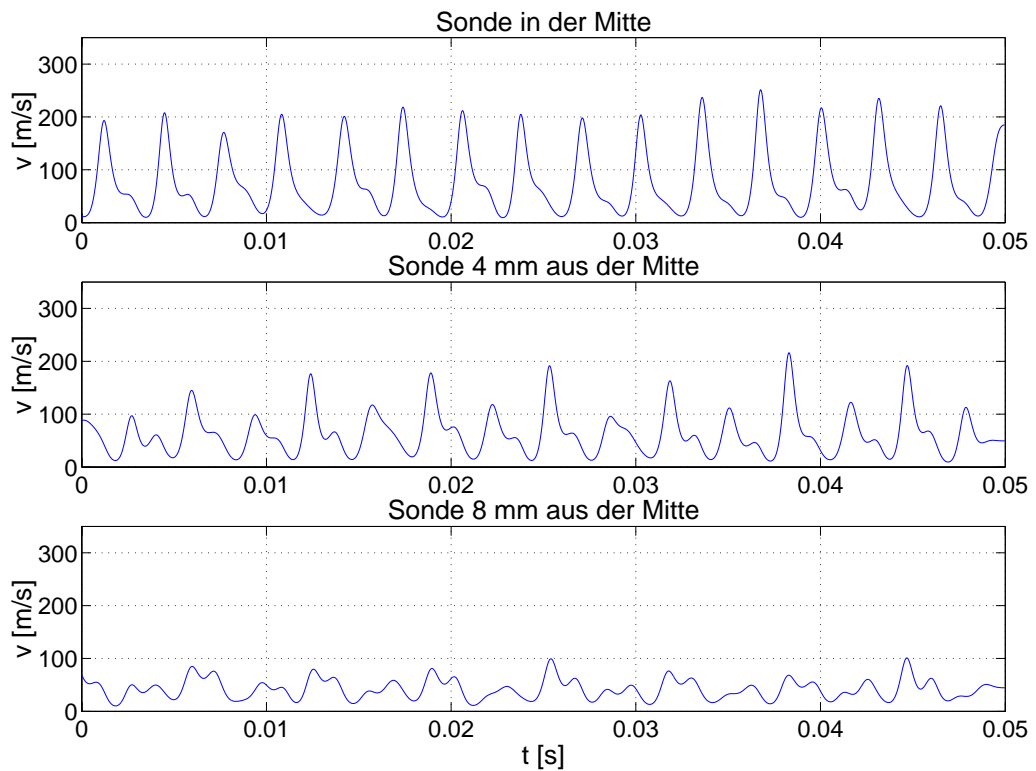


Abb. 5.11: Instationäre Pulse – Variation quer zum Strahl

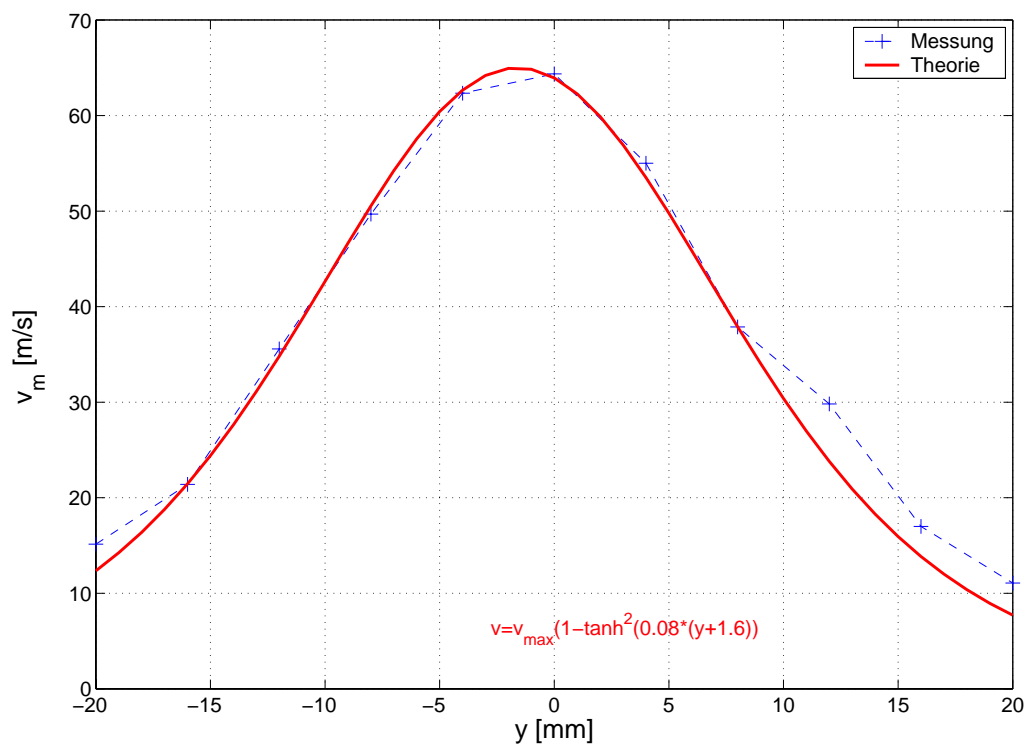


Abb. 5.12: Gemittelte Geschwindigkeit in Querrichtung

vielleicht unterscheiden sich auch die Bohrungen im Rotor des Akteurs geringfügig, wodurch diese Zweiteilung der Luftpulse entsteht. In dem unteren Verlauf wurde die Hitzdrahtsonde noch weitere  $4\text{ mm}$ , also insgesamt  $8\text{ mm}$  aus der Mitte verfahren. Hier sieht man, daß die Überhöhung der Geschwindigkeit durch die Luftpulse fast vollständig verschwunden sind. Die Signale, die hier noch erfaßt werden, sind vermutlich durch Wirbelstrukturen verursacht, die wiederum durch die Luftpulse erzeugt werden. An dieser Position hat man den Strahlrand erreicht, der sich daraus ergebende Strahlöffnungswinkel liegt bei etwa  $5^\circ - 7^\circ$ . Weiter außerhalb des Zentrums der Luftpulse werden von der Hitzdrahtsonde nur noch Geschwindigkeiten in der Größenordnung von  $30\text{ m/s}$  gemessen. Dabei sind keine markanten Spitzen zu erkennen, die einem Luftpuls zugeordnet werden können. Auf ihre Darstellung wurde daher verzichtet.

Für Abbildung 5.12 wurden die Spannungsverläufe zeitlich gemittelt und die sich aus der Kalibration ergebenden Geschwindigkeiten über der Querrichtung, bei einem konstanten Radius von  $R = 482\text{ mm}$ , aufgetragen. Die Meßpunkte sind durch Kreuze gekennzeichnet. Zum Vergleich ist als durchgezogene Linie die analytische Lösung für das Geschwindigkeitsprofil eines stationären Freistrahls [39]

$$v(y) = v_{max} \left( 1 - \tanh^2 \left( \text{const.} \cdot \frac{y}{x} \right) \right) \quad (5.3)$$

dargestellt,  $x$  ist die Lauflängencoordinate des Freistrahls,  $y$  die Breitencoordinate. Die beiden Verläufe stimmen recht gut überein, sodaß man davon ausgehen kann, daß die Strahlaufweitung bei den Luftpulsen sich ähnlich zu der des stationären Freistahls verhält. Der Öffnungswinkel des Strahls beträgt (für die halbe Breite)  $6^\circ$ .

## 6 Die Regelung des Aktors

Ziel des Forschungsprojektes *Aktive Beeinflussung von Rotating Stall in einem Axialverdichter* ist es, die Verdichterinstabilität *Rotating Stall* zu unterdrücken. Dazu ist es im allgemeinen notwendig, regulierend in das System *Verdichter* einzugreifen. Im letzten Kapitel (5, Aktorentwicklung) wurde die Entwicklung eines geeigneten Aktors beschrieben. Im nächsten Schritt ist zu klären, wie dieser Aktor mit dem System Verdichter verbunden werden soll. Der Aufbau eines Regelkreises mit den instationär, meistens vor der ersten Stufe gemessenen und verarbeiteten Druck- bzw. Geschwindigkeitssignalen als Regelgröße, wie es bisher üblich ist (siehe Kapitel 2.5), sollte hier nicht zum Einsatz kommen. Es sollte nach Möglichkeit auf aufwendige Meßtechnik verzichtet und das Regelsystem als ganzes so robust wie irgend möglich ausgelegt werden. Durch die Entwicklung des Aktors, wie er jetzt vorliegt, wurden bereits einige Parameter festgelegt, wie zum Beispiel die Form der Luftpulse und ihre räumliche Erstreckung, bedingt durch die geometrischen Abmessungen. Der Versorgungsdruck ist zwar im Prinzip variabel, eignet sich aber nicht zum Regulieren der Pulsationsgeschwindigkeit. Die Einbaulage des Aktors legt zudem die Pulsationsrichtung fest. Damit bleibt für eine Regelung nur die Pulsationsfrequenz und die Phasenlage der Luftpulse relativ zur Verdichterströmung als Regelparameter übrig. Daher wurde nur ein einziger Regelkreis für die Drehzahlregelung des Aktors angestrebt, da die Drehzahl direkt proportional zur Pulsationsfrequenz ist. Zusätzlich wird die Koppelung der Aktordrehzahl an die des Verdichters mit in den Regelkreis einbezogen, da der Verdichter selbst nicht drehzahl geregelt ist und daher, gerade bei instationären Betriebszuständen, starke Drehzahlschwankungen aufweist. Zu einem späteren Zeitpunkt sollte es dann möglich sein, Kennfelddaten des Verdichters für eine entsprechende Erweiterung des Regelsystems zu verwenden, um so die optimalen Schaltpunkte für den Aktoreinsatz zu bestimmen.

Faßt man die Anforderungen an den Regelkreis für die Drehzahlregelung zusammen, so sind folgende Punkte zu erfüllen:

- Die Drehzahl des Aktors muß der Drehzahl des Verdichters nachgeführt werden.

- Jede Schaufel des Verdichterlaufrades soll genau einmal pro Umdrehung von einem Aktorpuls getroffen werden können (Verhältnis Aktorpuls- zu Schaufelfrequenz = 1:1).
- Die Phase, daß heißt der zeitliche Abstand zwischen einem Laufschaufelimpuls vom Verdichter und einem Aktorpuls soll einstellbar, aber fest innerhalb einer Einstellung sein.
- Die geforderte Genauigkeit liegt bei einem Phasenwinkel von  $45^\circ$  zwischen Laufschaufelimpuls und Aktorpuls, das heißt, es soll mindestens acht definierte Phasenlagen geben.
- Es sollen auch andere Verhältnisse von Aktorpulsfrequenz zu Schaufelfrequenz als 1:1 möglich sein, zum Beispiel 1:2, das heißt, daß der Aktorpuls nur jede zweite Schaufel treffen muß.

Die Anforderungen, die an die Drehzahlregelung des Aktors gestellt werden, sind sehr hoch, da jeder Puls des Aktors eine Schaufel an einer bestimmten Stelle treffen muß. Für den zu entwickelnden Regelkreis bedeutet dies, daß die Verdichterdrehzahl als alleinige Eingangsgröße nicht ausreicht. Damit könnte zwar die Frequenz der Aktorpulse geregelt werden, die Zuordnung zu einer bestimmten Schaufellage ist aber nicht möglich. Die einfachste Art, sich die fehlende Information zu beschaffen, ist die Laufradschaufeln selbst heranzuziehen und mittels eines Schaufelimpulszählers die benötigte Eingangsgröße für den Regelkreis zu generieren. Mit Hilfe dieses Signals ist es dann möglich, genaue Abstände zwischen dem Laufradschaufeltrigger und dem Aktorpuls anzugeben, die mit Hilfe eines Regelkreises eingehalten werden können. Die Grenzen für einen mit einfachen Mitteln realisierbaren Regelkreis sind schnell erreicht, da sich zum Beispiel die optische Auflösung (Ansprechverhalten) der zur Drehzahlmessung verwendeten optischen Bauelemente am oberen Limit befinden (der Schaufelpuls hat bei einer Drehzahl von  $2200\text{ U/min}$  nur eine Pulsbreite von  $80\text{ }\mu\text{s}$ ). Der hier verwendete und im folgenden genauer beschriebene Regelkreis kann an einigen Stellen noch aufwendiger gestaltet werden, um ein verbessertes Systemverhalten zu erreichen.

Die Umsetzung dieser regelungstechnischen Aufgabe geschah in engster Zusammenarbeit mit der Elektronikwerkstatt für den Maschinenbau. Der Aufbau dieser Regelung erforderte zusätzliche Meßstellen am Verdichter und am Aktor. Um einen Impuls von der Schaufel direkt zu bekommen, wurde die radiale Stirnseite der Laufradschaufeln zuerst geschwärzt und anschließend mit weißen Markierungen am Auffädelpunkt versehen, damit eine optische Abtastung erfolgreich durchgeführt werden kann, auch dann wenn der Staffellungswinkel der Laufradschaufeln verändert wird. Magnetische oder kapazitive Meßmethoden schieden aus, da die Laufradschaufeln des Verdichters aus elektrisch nichtleitendem, glasfaserverstärktem Kunststoff bestehen. Eine Reflektionslichtschranke registriert die hellen Stellen auf den Schaufeln und



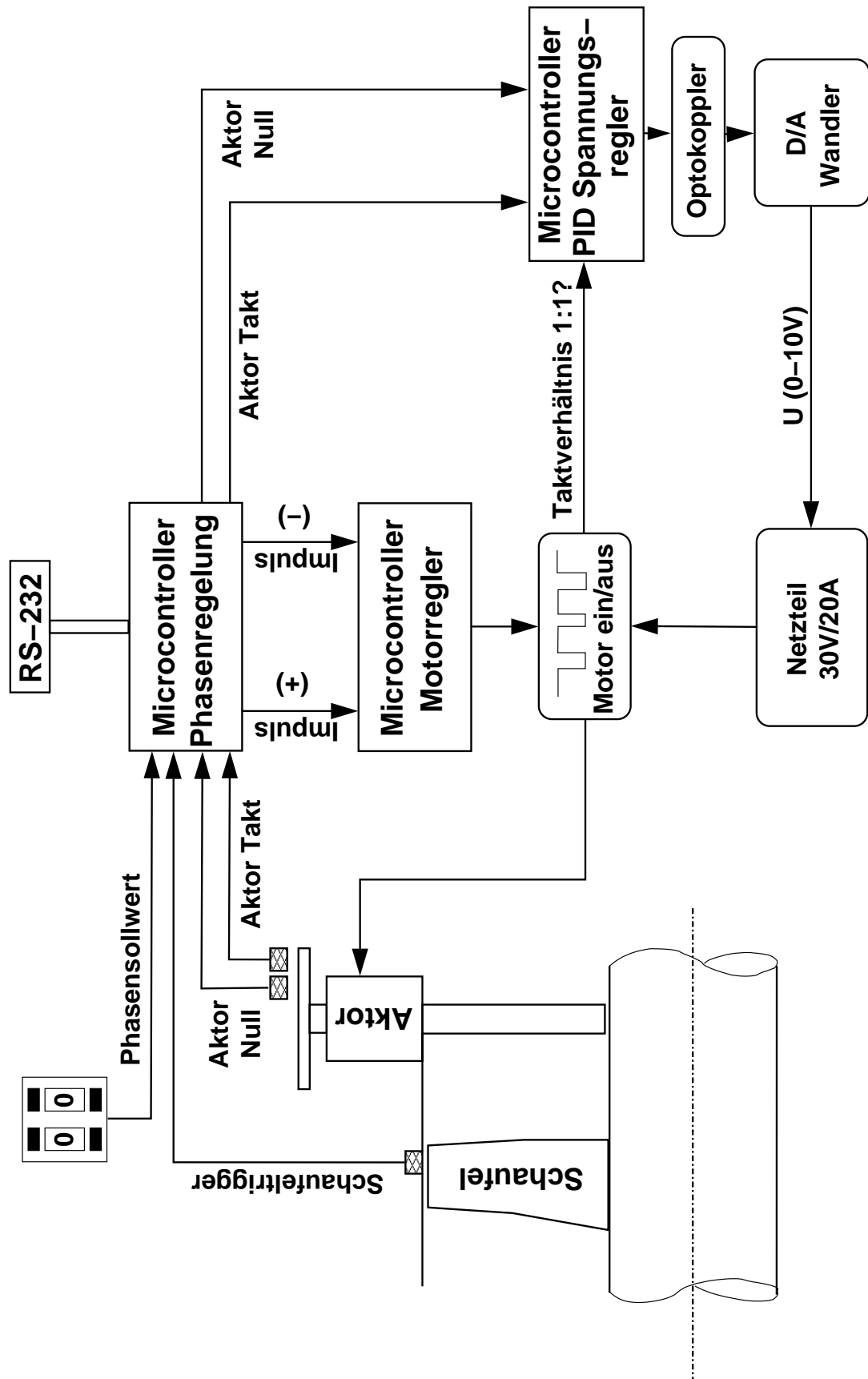


Abb. 6.1: Regelung (Schema)

generiert aus den Änderungen des Signals ein normiertes TTL- Signal. Für die Erfassung der Drehzahl des Aktors wurde auf der Rückseite des Antriebsmotor eine Inkrementalgeberscheibe mit zwei Spuren schwarz/weißer Felder montiert, die eine liefert mit 32 Impulsen den Takt für die Drehzahlbestimmung des Aktors, die andere liefert mit zwei Impulsen pro Umdrehung die Lage des Rotors relativ zum Schlitz im Stator, das heißt pro Aktorpuls wird an dieser Stelle ein Impuls generiert. Diese drei Signale werden zusammen mit der vorgegebenen Phase, die entweder per Schalter am Gerät eingestellt oder per Schnittstelle (RS232) vom PC aus gesetzt wird, von einem Microcontroller, Typ ATMEL 4414, verarbeitet. Das Ergebnis dieser Auswertung sind Beschleunigungs- oder Bremsbefehle an einen zweiten Microcontroller, Typ ATMEL 2313, der über eine Leistungselektronik die Motorspannung aus und ein schaltet. Durch diese sogenannte *Pulsweitenmodulation der Versorgungsspannung* kann die mittlere Versorgungsspannung des Gleichstrommotors, sie ist proportional zur Drehzahl des Motors, zwischen 0 V (ganz aus) und der am Netzteil eingestellten Spannung variiert werden. Der Gleichstrommotor registriert nur die gemittelte Gleichspannung und die Drehzahl richtet sich nach diesem gemittelten Wert. Da sich nicht jedes beliebig kurze Taktverhältnis (Einschaltimpuls) realisieren läßt, wird, um einen möglichst großen verwendbaren Antriebsspannungsbereich zu bekommen, mit einem dritten Microcontroller, Typ ATMEL 4414, das Taktverhältnis der Pulsweitenmodulation, das heißt das Verhältnis von Zeitabschnitten mit eingeschaltet bzw. ausgeschalteter Versorgungsspannung ermittelt und die Versorgungsspannung so nachgeregelt, daß ein Taktverhältnis von 1 : 1 erreicht wird (PID-Regler). Da der Spannungssteuereingang des Netzteils nicht auf dem gleichen Potential liegt wie die restliche Schaltung, mußten an dieser Stelle Optokoppler die Potentiale trennen. Den prinzipiellen Aufbau mit Signalflußplan zeigt Bild 6.1.

Als problematisch stellte sich an diesem Regelsystem heraus, daß die Schaufelfrequenz als Eingangsgröße, je nach Drehzahl des Verdichters, leicht schwankt. Das Schwanken der Schaufelfrequenz wird durch mechanische Schwingungen der Schaufeln verursacht. Durch die große Länge der Schaufeln erreichen sie bei einigen Drehzahlen so große Amplituden, daß die zeitlichen Abstände zwischen den einzelnen Schaufelimpulsen stark variieren und damit der Verlauf der Schaufelfrequenz Sprünge enthält. Der darauf aufbauende Regelkreis kann nicht mehr folgen und wird nach kurzer Zeit instabil. Als Alternative für den Schaufeltrigger könnte man sich eine Signalgewinnung an der Nabe des Laufrades vorstellen. Dazu hätte eine Meßeinrichtung in die Verdichternabe integriert werden müssen, für die der Bauraum nicht zur Verfügung stand. Daher konnte der Aktor nicht bei allen Drehzahlen des Verdichters mit seiner vollen Drehzahl betrieben werden.

## 7 Die Wirkung des Aktors auf den Verdichter

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der aktiven Beeinflussung durch den Aktor im Versuchsverdichter vorgestellt. Es werden zunächst die Ergebnisse mit dem unregelmäßigen Aktor präsentiert, dabei wurde der Gleichstrommotor des Aktors mit einer konstanten Antriebsspannung versorgt, ohne an die Verdichterdrehzahl gekoppelt zu sein. Dannach werden die Ergebnisse des geregelten Aktors vorgestellt, bei dem die Aktorpulse auf die Laufradschaufeln getriggert wurden.

Für die Versuche im Verdichter mußte ein Betriebsbereich ausgewählt werden, bei dem einerseits der Aktor den Nachweis seiner Funktionalität erbringen kann, zum anderen der Verdichter während des *Rotating Stall* nicht überlastet oder gar beschädigt wird. Eine erste Maßnahme in dieser Richtung war die Absenkung der Drehzahl von  $2200 \text{ U/min}$  auf einen Bereich zwischen  $1700 \text{ U/min}$  ( $77 \% n_{\text{nenn}}$ ) und  $2000 \text{ U/min}$  ( $91 \% n_{\text{nenn}}$ ), wobei im weiteren Verlauf der Verdichter meistens mit  $1700 \text{ U/min}$  betrieben wurde. Der zweite Parameter, den es zu wählen galt, ist der Staffelungswinkel der Laufradbeschaufelung. Der Auslegungswinkel, am Schaufelfuß gemessen, beträgt  $26^\circ$ . Bei diesem Winkel ist der verbleibende stabile Betriebsbereich des Verdichters sehr klein. Durch die Integration der Drossel in den Diffusor ist der Verdichter selbst bei offener Drossel so stark angedrosselt, daß der *Rotating Stall*, bedingt durch seine Hysterese, erst verschwindet, wenn die Drossel vollständig geöffnet ist. Bei einem um  $2^\circ$  verminderten Staffelungswinkel läuft der Verdichter überhaupt nicht mehr stabil an. Aus diesen Gründen erschien dieser Winkelbereich wenig geeignet zu sein, um ausführliche Tests an der Stabilitätsgrenze durchzuführen. Erhöht man den Staffelungswinkel zu stark, reduziert sich im Gegensatz dazu der Druckaufbau im Verdichter, die Belastung wird immer geringer, und ein Aktor hat es damit leichter, die Strömung zu beeinflussen. Die Ergebnisse haben dann aber auch eine geringere Aussagekraft. Als Kompromiß wurde ein Staffelungswinkel  $\gamma = 31^\circ$  gewählt, bei dem der Verdichter noch praxisrelevant betrieben werden kann und gleichzeitig genügend Sicherheitsabstand zum Instabilitätsgebiet vorhanden ist. *Alle Messungen, solange*

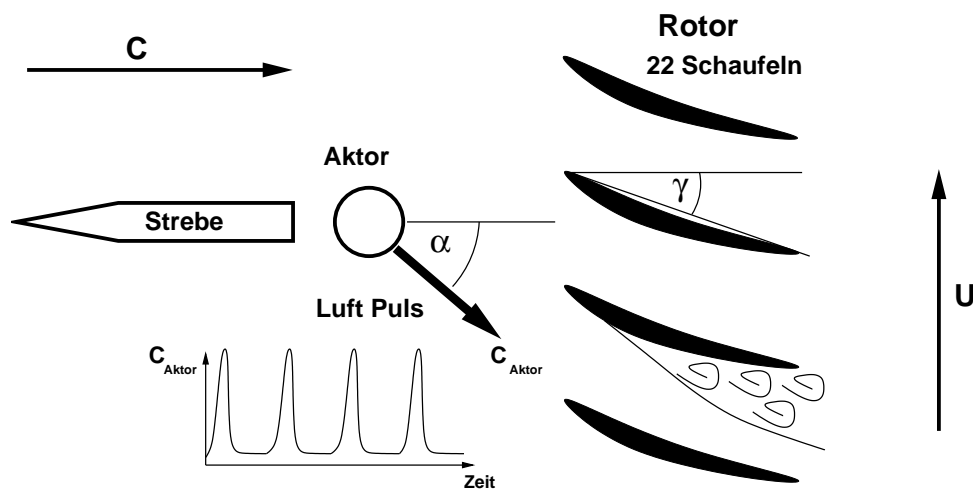


Abb. 7.1: Anordnung Aktor – Verdichter

*nichts anderes erwähnt ist, wurden bei diesem Staffellungswinkel von  $\gamma = 31^\circ$  durchgeführt.*

## 7.1 Ergebnisse mit dem ungeregelten Aktor

Die ersten Versuche, die mit dem Aktor im Verdichter durchgeführt wurden, um die Wirkungsweise des Aktors an sich zu testen, erfolgten ohne Regelung, d.h. der Aktor wurde mit konstanter Versorgungsspannung für den Gleichstrommotor betrieben. Diese Versuche waren notwendig, um für die Elektronik der Drehzahlregelung, die erst noch entwickelt werden mußte, passende Kenngrößen des Aktors im realen Betrieb zu beschaffen. Vorversuche mit einer einzelnen Düse, die einen konstanten Volumenstrom entgegen der Umfangsrichtung vor dem Laufrad eingeblasen hat, hatten bereits eine, wenn auch geringe Wirkung gezeigt und so konnte man erwarten, daß der Aktor auch ohne größeren Aufwand für eine Drehzahlregelung einen Einfluß auf das Strömungsfeld und das Stabilitätsverhalten des Verdichters haben würde. Zum Vergleich zwischen gepulstem und stationärem Einblasen wurden auch Versuche mit stillstehendem Aktor durchgeführt. Die Abbildung 8.6 zeigt die Gegenüberstellung im nächsten Kapitel.

Der Aktor wurde wie vorgesehen hinter die obere Stützstrebe in die Aufnahme der Vorleitschaufel eingebaut und so gedreht, daß der Schlitz im Stator um  $\alpha = 35^\circ$  gegen die Rotationsrichtung des Verdichterlaufrades ausgerichtet war (Abbildung 7.1). Dieser Winkel wurde aus den Angaben in der Literatur [13],[6] abgeschätzt und für die ersten Versuche beibehalten. Ein 30V/20A Netzteil versorgte den Gleichstrommotor des Aktors mit einer konstanten Spannung. Die Drehzahl des Aktors konnte mit Hilfe einer Reflektionslichtschranke gemessen

werden, die die jeweils 6 schwarzen und weißen Felder registriert, die sich auf einer einfachen, auf dem hinteren Wellenende des Gleichstrommotors befestigten provisorischen Scheibe befanden. Der Anschluß an das Druckluftnetz erfolgte mittels eines Schlauches mit 24 mm Innendurchmesser. Da die Luftversorgung in den Laborhallen nur etwa 25 l/s liefert, wurde ein Tank mit einem Volumen von 1000 l zur Pufferung dazwischen geschaltet. Zwischen dem Tank und dem Anschlußschlauch befindet sich ein Druckregler, mit dem ein konstanter Versorgungsdruck am Aktor eingestellt werden kann. Im Tank können der Druck und die Temperatur gemessen werden.

Der erste Funktionsnachweis gelang bei einer Drehzahl von 1700 U/min, bei der der Verdichter bei eingeschaltetem Aktor über die Stabilitätsgrenze hinweg stabil betrieben werden konnte. Es stellten sich dann folgende Fragen,

- Wie weit kann der Betriebsbereich erweitert werden?
- Wie verhält sich die Hysterese des *Rotating Stall* bei eingeschaltetem Aktor?
- Kann ein bestehender *Rotating Stall* durch das Einschalten des Aktors unterdrückt werden?

auf die in den folgenden Abschnitten eingegangen wird.

### 7.1.1 Auswirkungen auf das Verdichterkennfeld

Um zu klären, wie sich der Betrieb des Aktors auf das Verdichterkennfeld auswirkt, wurde folgende Vorgehensweise gewählt. Der Verdichter wird angedrosselt bis zu dem Punkt auf der Kennlinie, der gerade noch stabiles Arbeiten zuläßt, also bis kurz vor die Stabilitätsgrenze. Der Aktor läuft bereits mit der eingestellten Versorgungsspannung und damit mit der Drehfrequenz, die notwendig ist, um zum Beispiel jede zweite Schaufel zu treffen, und wird nun mit Druckluft beaufschlagt. Seine Drehzahl wird kontrolliert und eventuell nachgeregelt (durch die zusätzliche Last sinkt die Drehzahl ein wenig). Der Verdichter wird weiter angedrosselt, bis zu der Drosselstellung, an der gemessen werden soll. An diesem neuen Betriebspunkt werden die Fünflochsonden auf die Hauptströmungsrichtung abgeglichen, die Verdichterdrehzahl überprüft bzw. entsprechend korrigiert und zwei Messungen ausgelöst. Die Messung selbst dauert alleine noch mal etwa 30 Sekunden für beide Meßpunkte. Anschließend wird der Verdichter durch das Öffnen der Drossel wieder entlastet. Die Drucklufteinblasung wird beendet, indem der Kugelhahn am Tank geschlossen wird. Nachdem sich der Tank wieder gefüllt hat, dies kann einige Minuten dauern, wiederholt sich dieses Vorgehen für jeden weiteren Meßpunkt.

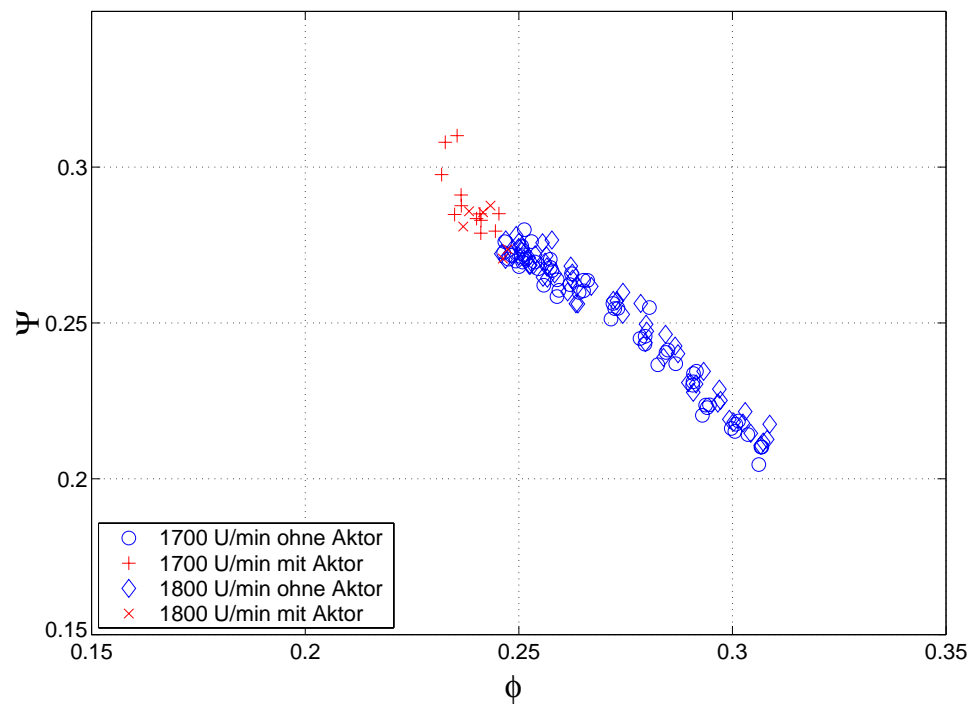
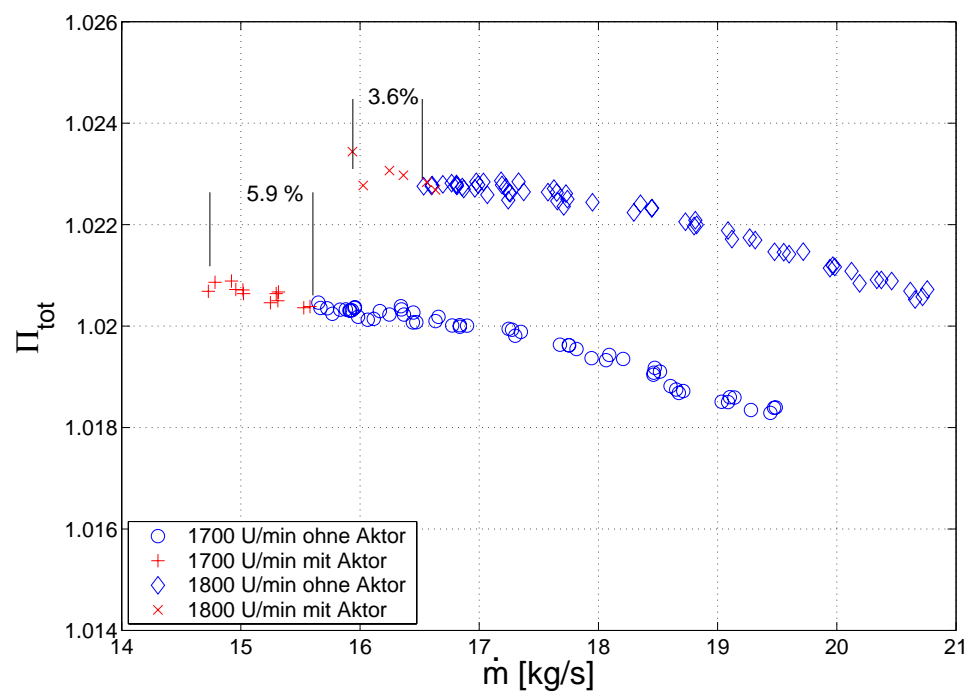

 Abb. 7.2: Dimensionsloses Kennfeld  $\Psi = f(\phi)$ 


Abb. 7.3: Dimensionsbehaftetes Kennfeld

In Abbildung 7.2 ist das Verdichterkennfeld  $\Psi = f(\phi)$  zu sehen, wobei die Druckzahl  $\Psi$  aus der Differenz von statischem Druck nach dem Laufrad und dem Totaldruck vor dem Laufrad gebildet ist. Die Kreise ( $\circ$ ) und Rauten ( $\diamond$ ) stellen die Meßpunkte ohne Aktorbetrieb bis zur Stabilitätsgrenze der Verdichterkennlinien bei 1700  $U/min$  bzw. 1800  $U/min$  dar. Die Pluszeichen (+) und Kreuze (x) stellen die Betriebspunkte jenseits der Stabilitätsgrenze dar, die mit Hilfe des Aktors erreicht werden können. Die maximale Erweiterung des Verdichterkennfeldes, das heißt die maximale Reduktion des Verdichtermassenstroms, beträgt 5.9 Prozent bezogen auf den kritischen Massenstrom an der Stabilitätsgrenze. Dies war, da die Ergebnisse schon mit einem minimalen Aufwand erzielt werden konnten, vielversprechend hinsichtlich der Kennfelderweiterung eines drehzahlgeregelten Aktors. Betrachtet man die Kennlinien mit Aktor für die beiden untersuchten Drehzahlen genauer, stellt man einen deutlichen Unterschied fest. Um diesen zu verdeutlichen, sind in Bild 7.3 die dimensionsbehafteten Kennlinien dargestellt (Totaldruckverhältnis  $\Pi_{tot}$  über dem Massenstrom  $\dot{m}$ ). Hier erkennt man, daß bei der höheren Drehzahl nur eine Erweiterung von 3.6 Prozent erreicht werden konnte. Dies läßt darauf schließen, daß das unkontrollierte Pulsen an Effektivität einbüßt, sobald im Verdichter ein höheres Druckniveau aufgebaut wird.

Zum Überprüfen, wie hoch der Einfluß der Pulsfrequenz auf die Wirkung des Aktors ist, wurde der Verdichter so stark angedrosselt, daß er nur noch mit Hilfe des Aktors stabil betrieben werden konnte. Dann wurde die Pulsfrequenz des Aktors langsam abgesenkt. Dabei wurde beobachtet, daß selbst das Absenken der Pulsfrequenz auf 10 Prozent der Schaufelfrequenz, das heißt, es werden nur noch zwei Schaufeln pro Umdrehung getroffen, noch einen stabilen Betrieb zuließ. Wurde jedoch der Versorgungsdruck von 2.5 *bar* auf unter 2 *bar* abgesenkt, wurde der Verdichter sofort instabil. In diesem einfachen Fall ohne Drehzahlregelung für den Aktor und ohne regelungstechnische Kopplung zwischen Verdichter und Aktor spielt die Frequenz der Pulse eine untergeordnete Rolle, vielmehr ist die Amplitude der Luftpulse, das heißt ihre Maximalgeschwindigkeit der entscheidende Einflußfaktor. In diesen Fällen reicht es offensichtlich aus, den Prozess des Instabilwerdens zu stören. Bei einem geringeren Druckniveau im Verdichter, sprich bei einer niedrigeren Verdichterdrehzahl, gelingt dies leichter als bei höheren. Je höher die Belastung der Verdichterstufe, desto gezielter muß die Energie eingesetzt werden, um die Verdichterströmung positiv zu beeinflussen. Es ist also wichtig, sich bei dem weiteren Vorgehen vermehrt auf die effiziente Kopplung zwischen Verdichter und Aktor zu konzentrieren. (siehe Kapitel 7.2)

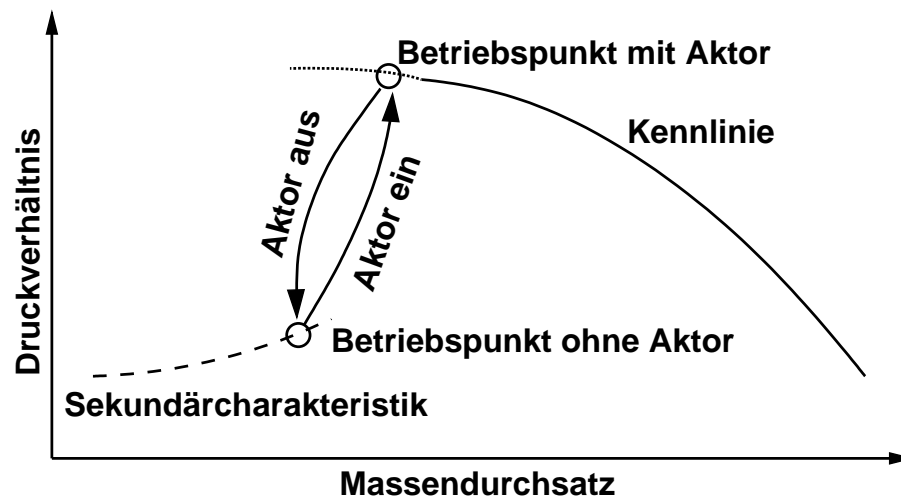


Abb. 7.4: Schaltprinzip Aktor an – Aktor aus

### 7.1.2 Transientes Verhalten

Ein weiterer Punkt, der Beachtung verdient, ist das Verhalten des Verdichters, wenn der Aktor erst nach dem Einsetzen des *Rotating Stall* eingeschaltet wird. Abbildung 7.4 zeigt dabei den Sprung zwischen den beiden Betriebspunkten, dem unteren, auf der Sekundärcharakteristik liegenden Betriebspunkt mit ausgebildetem *Rotating Stall* und dem oberen, mit Hilfe des Aktors stabilisierten Betriebspunktes. Die Verdichterfrequenz hat hierbei wieder einen großen Einfluß. Bei den hohen Drehzahlen ( $2000 \text{ U/min}$ ) ist der unregelmäßige Aktor lediglich in der Lage, die Hysterese verschwinden zu lassen. Das bedeutet, daß durch das Zuschalten des Aktors der *Rotating Stall* nicht unterdrückt wird, aber durch ein Entlasten des Verdichters der stabile Betrieb schneller wieder erreicht wird als ohne zugeschaltetem Aktor.

Bei den niedrigeren Drehzahlen von  $1700 \text{ U/min}$  und  $1800 \text{ U/min}$ , sowie im ganzen Drehzahlbereich mit dem geregelten Aktor, gelingt es sogar, den *Rotating Stall* zu eliminieren. Das Verhalten bei  $1700 \text{ U/min}$  ist in Bild 7.5 festgehalten. Das obere Bild zeigt den instationär gemessenen Zeitverlauf des statischen Wanddruckes nach dem Laufrad. Der Verdichter befindet sich hierbei in einem instabilen Zustand (*Rotating Stall*), erkennbar an den großen Druckschwankungen geringer Frequenz, das heißt, daß die Stabilitätsgrenze überschritten ist. Nach etwa 5 Sekunden wird der Aktor eingeschaltet, dabei erhält jede zweite Schaufel einen Puls, und die charakteristischen niederfrequenten Schwingungen des *Rotating Stall* sind verschwunden. Nach weiteren 5 Sekunden wird der Aktor wieder ausgeschaltet und der *Rotating Stall* bildet sich erneut.

Zur Verdeutlichung sind die Amplitudendichtespektren des Druckverlaufes mittels einer FFT



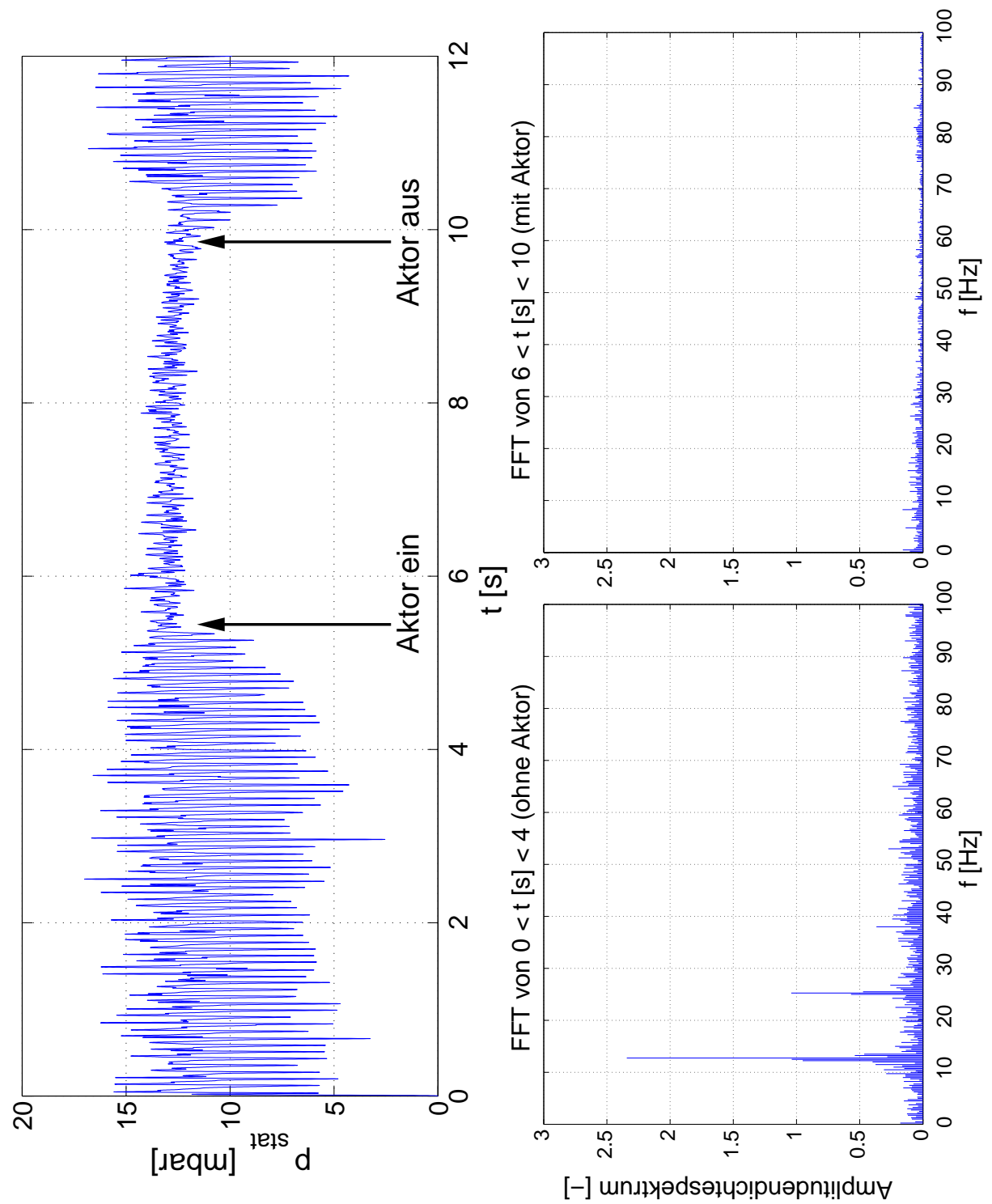


Abb. 7.5: Aktor ein – Aktor aus: Zeitverlauf und FFT

für die Zeitbereiche  $0 \leq t[s] \leq 4$  (ohne Aktor) und  $6 \leq t[s] \leq 10$  (mit Aktor) ermittelt worden und in den unteren Bildern dargestellt. Man erkennt in der FFT des ersten Abschnitts deutlich die Frequenz des *Rotating Stall* bei  $13\text{ Hz}$  und die entsprechend höherharmonischen Anteile. Die Grundfrequenz des *Rotating Stall* entspricht dem für diesen Verdichter typischen Bereich von 40 – 45 Prozent der Rotorfrequenz. In dem Amplitudendichtespektrum des zweiten Zeitabschnitts sind diese Frequenzen vollständig verschwunden, der Verdichter arbeitet in diesem Bereich völlig normal. Während dieses Versuches wurde die Drossel nicht verstellt. Es ist also möglich, mit Hilfe des Aktors zwischen einem stabilen und instabilen Betriebspunkt umzuschalten.

Ein wichtiges Ergebnis dieser Untersuchung ist, daß es dazu nicht unbedingt notwendig ist, den entstehenden *Rotating Stall* anhand von Vorläuferstrukturen wie den modalen Wellen zu erkennen, sondern es reicht aus, ihn in der Entstehungsphase oder, wenn es die mechanische Belastbarkeit der Anlage und die angeschlossenen Verbraucher zulassen, auch noch danach, zu detektieren, da der Aktor auch einen vollentwickelten *Rotating Stall* reduzieren oder sogar eliminieren kann. Dies vereinfacht in vieler Hinsicht den Aufbau eines erfolgreichen Aktorsystems.

## 7.2 Ergebnisse mit dem geregelten Aktor

Wie die Ausführungen in dem vorangegangenen Abschnitt gezeigt haben, war das Verhalten des Verdichters mit dem ungeregelten Aktor vielversprechend, zeigte aber auch ein deutliches Verbesserungspotential. Aus diesem Grund wurde die in Kapitel 6 vorgestellte Regelung entwickelt, die eine Kopplung zwischen Verdichter- bzw. Schaufelfrequenz und der Aktorpulsfrequenz herstellt.

Das Vorgehen bei den Versuchen ist nahezu identisch zum ungeregelten Aktor. Zuerst werden der Aktorregelung über eine RS232 Schnittstelle die Parameter, wie zum Beispiel die Sollphasenlage zwischen Luftpuls und Schaufel und das Verhältnis zwischen Pulsfrequenz und Schaufelfrequenz übermittelt, die gegenüber den bisherigen Einstellungen verändert werden sollen. Die jeweils letzte Einstellung bleibt in der Aktorsteuerung in einem EEPROM gespeichert. Für die meisten Versuche wurde die halbe Aktordrehzahl gewählt, das heißt, es wurde nur auf jede zweite Schaufel gepulst. Sobald der Aktor synchron mit dem Verdichter in der gewünschten Phasenlage läuft, kann die Druckluft zugeschaltet und der Verdichter angedrosselt werden. Ist der neue Betriebspunkt erreicht, werden die Fünflochsonden ausgerichtet und die eigentliche Messung ausgelöst. Dabei werden Verdichter- und Aktordrehzahl sowie die Phasenlage überwacht. Anschließend wird der Verdichter wieder entlastet, indem die Drossel

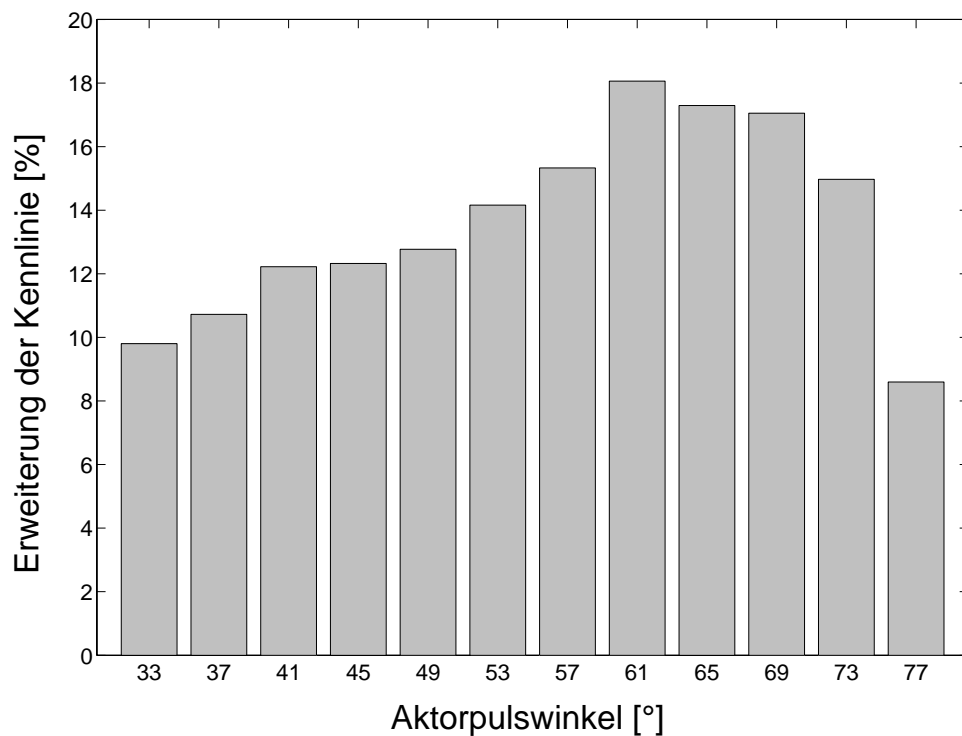


Abb. 7.6: Pulsationswinkelabhängigkeit

geöffnet wird. Die Druckluftzufuhr kann jetzt unterbrochen werden. Je nach Betriebspunkt kann das Anfahren eines Meßpunktes bis zu 4 Minuten dauern, in denen der Aktor in Betrieb ist und der Verdichter sich im Instabilitätsgebiet befindet. Während dieser Phase muß sichergestellt sein, daß die Druckluftversorgung nicht zusammenbricht. In dem 1000 l Tank können unter einem Druck von ca. 6 bar etwa 4 kg Luft gespeichert werden. Die restlichen 5 kg, die für einen Betrieb von 4 Minuten notwendig sind, müssen aus dem Versorgungssystem entnommen werden.

### 7.2.1 Erweitertes Verdichterkennfeld

Nachdem gezeigt wurde, daß der Aktor das Kennfeld des Verdichters beeinflussen kann, soll dieser Einfluß nun optimiert werden.

Durch die Drehzahlregelung des Aktors konnte das Kennfeld hin zu kleineren Massenströmen deutlicher als bisher erweitert werden, von 5.9 Prozent auf knapp 10 Prozent, bezogen auf den Verdichtermassenstrom an der Stabilitätsgrenze bei 1700 U/min. Der Winkel, unter dem die Luft aus dem Aktor pulst, war zu diesem Zeitpunkt auf 33° entgegen der Laufraddrehrichtung eingestellt. Dieser Winkel war bisher mit Angaben aus der Literatur abgestimmt. Diese Ein-

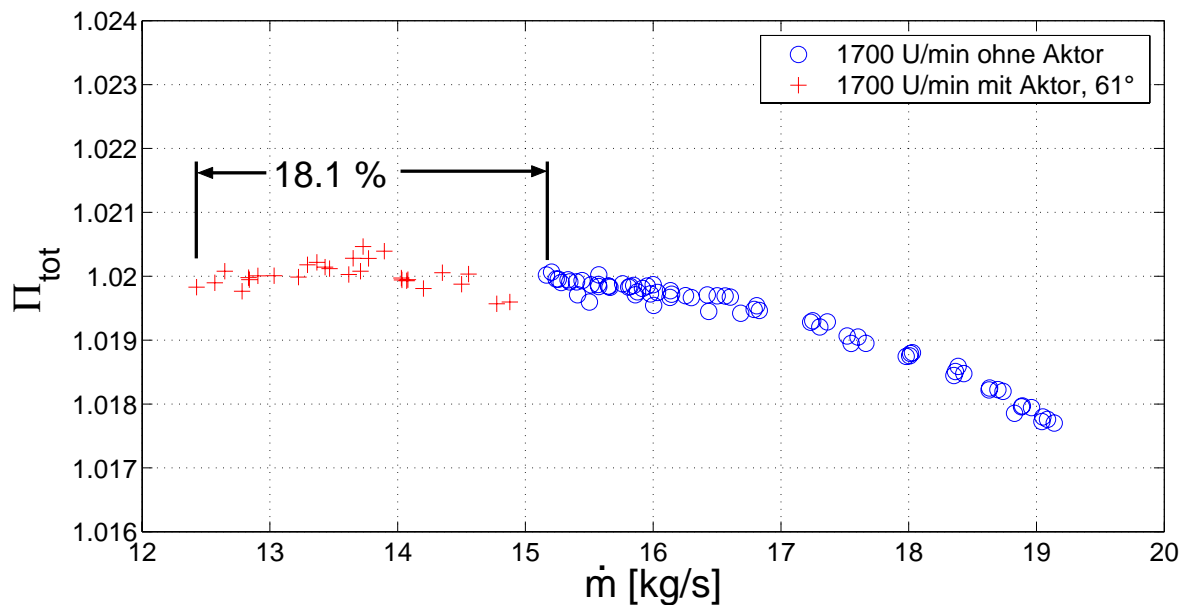


Abb. 7.7: Kennlinie für Aktorpulswinkel 61 Grad

stellung mußte noch überprüft werden, und so wurde der Pulsationswinkel über einen weiten Bereich untersucht. Das Ergebnis aus dieser Winkelvariation ist in Bild 7.6 zu sehen. Der optimale Winkel liegt bei einer Verdichterzahl von  $1700 \text{ U/min}$  bei etwa  $61^\circ$  mit einem Erweiterungsbereich der Kennlinie hin zu geringeren Massenströmen von knapp über 18 Prozent und unterscheidet sich deutlich von den in der Literatur angegebenen  $33^\circ$ . Bemerkenswert ist auch der Sprung zwischen  $57^\circ$  und  $61^\circ$  Aktorpulswinkel, als würde erst ab dem Winkel von  $61^\circ$  die Wirkung des Aktors sich voll entfalten. Die genaueren Vorgänge an der Schaufel sowie weitere Erklärungsansätze werden im Anschluß in Kapitel 8 behandelt.

In Bild 7.7 ist die dimensionsbehaftete Verdichterkennlinie für  $1700 \text{ U/min}$  bei dem optimalen Pulsationswinkel von  $61^\circ$  dargestellt. Die Kreise (○) zeigen die normale Kennlinie des Verdichters mit der Stabilitätsgrenze bei einem Massenstrom von etwa  $15 \text{ kg/s}$ . Die Kreuze (+) stellen den Teil der Kennlinie dar, der mit Hilfe des Aktors noch stabil betrieben werden kann. Das Druckniveau liegt in etwa auf der Höhe der letzten stabilen Punkte der normalen Kennlinie, teilweise auch darüber (vergleiche auch Abbildung 7.10). Die mit diesen Einstellungen erzielte Erweiterung des Kennfeldes beträgt 18.1 Prozent.

Es sei an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, daß für die bisherigen Ergebnisse die Aktordrehzahl auf die Hälfte reduziert war, das heißt, daß nur jede zweite Schaufel getroffen wurde und, da das Verdichterlaufrad eine gerade Anzahl von Schaufel besitzt, genau die Hälfte der Schaufeln nie getroffen werden.

Die Versuche mit der vollen Drehzahl des Aktors mußten leider aus Stabilitätsproblemen im

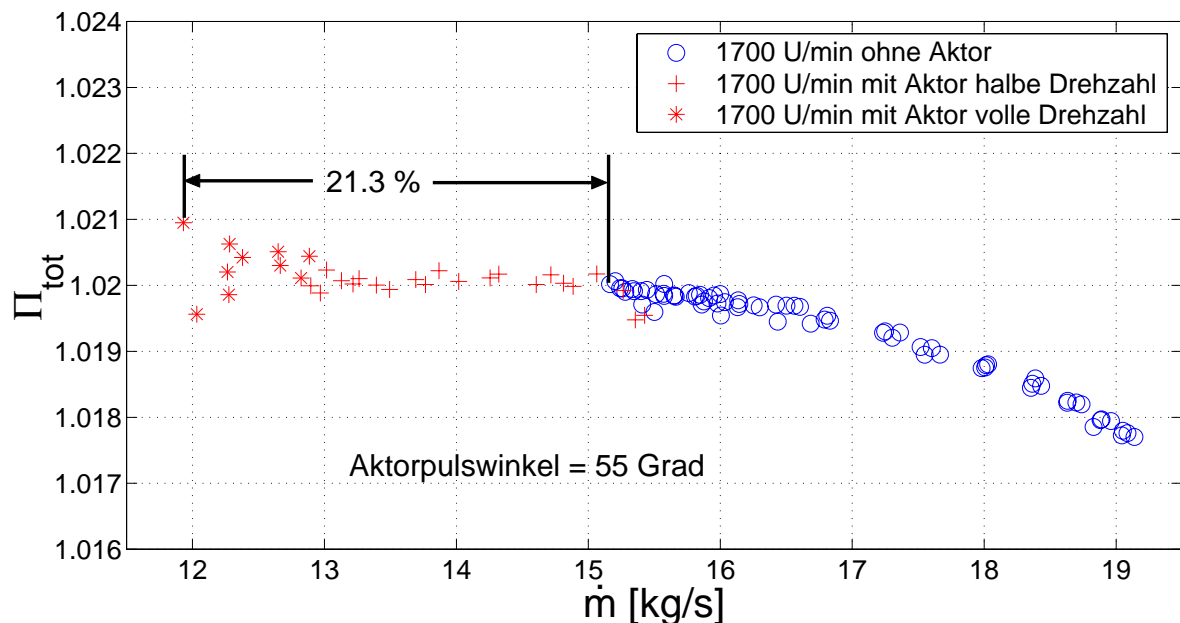


Abb. 7.8: Kennlinie bei einem Aktorpulswinkel von 55 Grad

Regelkreis auf wenige Messungen reduziert werden. Ursache für die Probleme sind Schaufelschwingungen, die durch die große Schaufelhöhe und den instationären Strömungszustand begünstigt werden. Da sich auf den Schaufelspitzen die Markierungen befinden, die von einer Reflektionslichtschranke erfaßt und schließlich von der Regelung als Eingangsgröße (Schaufeltrigger) verwendet werden, finden sich die Schwingungen der Schaufel auch in der Regelung wieder. Es ist, falls die Regelung nicht vollständig instabil wird, in diesem Fall auch nicht mehr sicherzustellen, daß tatsächlich die Schaufeln an einer bestimmten Stelle getroffen werden. Abhilfe kann nur geschaffen werden über eine andere Art der Erzeugung der Schaufelpulse, zum Beispiel durch den Einbau einer Inkrementalgeberscheibe direkt am Laufrad, deren Referenzpulse die Laufschaufeln repräsentieren. Dies ließ sich aber in der bestehenden Maschine aufgrund des fehlenden Bauraums nicht umsetzen, sodaß dieses Problem weiter bestehen bleibt.

Eine der wenigen Messungen, die bei voller Aktordrehzahl erfolgreich durchgeführt werden konnte, zeigt Bild 7.8. Der Aktorpulswinkel ist nicht im Optimum bei  $61^\circ$ , sondern um 6 Grad geringer bei  $55^\circ$ . Die mit der halben Aktordrehzahl erreichbare Erweiterung liegt mit etwa 15 Prozent um 3 Prozentpunkte niedriger als beim Optimalwinkel von  $61^\circ$ . Aber selbst mit nicht optimalem Pulsationswinkel bringt die Verdoppelung der Aktordrehzahl einen erweiterten Betriebsbereich von 21.3 Prozent. Es ist durchaus denkbar, daß mit einer besseren Erfassung der Schaufellage, einem verbesserten Regler und optimaler Einstellung am Aktor der Betriebsbereich in Richtung geringeren Massendurchsatzes noch weiter ausgedehnt werden kann. Die bei den Versuchen verwendete Menge an Luft für den Aktor beträgt, wie in

allen gemessenen Fällen etwa  $35 \text{ g/s}$ , dies entspricht, bezogen auf den Verdichtermassenstrom an der Stallgrenze,  $2.3 \text{ ‰}$ .

Während der Messungen konnte beobachtet werden, daß sich bei zunehmender Drosselung des Verdichters zwischen den Pulsen Ablösezone an den Schaufeln bilden konnten (vergleiche Druckverläufe in Abbildung 7.11), die dann aber jedes mal wieder vom Aktorpuls unterdrückt wurden. Diese Ergebnisse lassen die Vermutung zu, daß mit weiteren Aktoren, die gleichmäßig über dem Umfang verteilt sind, der Verdichter sich noch besser stabilisieren und jenseits seiner Stabilitätsgrenze betreiben läßt.

Mit der momentanen Ausstattung erreicht man die Grenze des erweiterten Kennfeldes bei eben diesen 21 bis 23 Prozent. Für ein weiteres Androsseln des Verdichters fehlt dann die Druckluft für den Aktor, die mit der zur Verfügung stehenden Luftlieferanlage und dem verwendeten Druckbehälter nach ca. 4 Minuten Versuchszeit aufgebraucht ist.

Variiert man den Versorgungsdruck des Aktors, stellt man fest, daß ein Absenken des Versorgungsdruckes auf  $2 \text{ bar}$  die Wirkung des Aktors deutlich reduziert. In Abbildung 7.9 sind diese Versuche, durchgeführt bei einer Verdichterdrehzahl von  $1700 \text{ U/min}$  und einem Aktorwinkel von  $63^\circ$ , dokumentiert. Die Erweiterung des Kennfeldes gelingt in diesem Fall nur um etwa 7 Prozent. Im Gegensatz dazu führt eine Erhöhung des Versorgungsdruckes von  $2.5 \text{ bar}$  auf  $3 \text{ bar}$ , wie erwartet, zu keiner deutlichen Verbesserung des Ergebnisses, es gelingt nur eine zusätzliche Erweiterung von einem Prozentpunkt. Man kann also davon ausgehen, daß das kritische Druckverhältnis im Aktor bei einem Versorgungsdruck von  $2.5 \text{ bar}$  fast erreicht wird. Eine weitere Erhöhung des Versorgungsdruckes darüber hinaus erhöht höchstens die Verluste in den Zuleitungen.

Der letzte untersuchte Einflußparameter ist die Phasenlage zwischen Aktorpuls und Laufschaufel des Verdichters. Bei den durchgeführten Messungen konnte kein meßbarer Unterschied bei den verschiedenen Phasenlagen festgestellt werden, zumindest keiner, der über die Meßgenauigkeit des Verdichterdurchsatzes hinausgeht und sich reproduzieren ließ. Diese Aussage gilt wieder für den Fall, daß nur auf jede zweite Schaufel gepulst wurde. Bei einer Untersuchung, bei der auf jede einzelne Schaufel gepulst wird, wird ein erkennbarer Einfluß erwartet. Diese Messungen waren aber auf Grund der fehlenden Stabilität des Regelkreises nicht durchführbar. Zur Erklärung, warum der Phasenwinkel bei der halben Pulsationsfrequenz eine untergeordnete Rolle spielt, muß man sich den zeitlichen Ablauf der Pulsationen betrachten: Aus den Hitzdrahtmessungen der Aktorpulse (Abbildung 5.10) kann eine zeitliche Pulsbreite, das heißt, die Zeitspanne, in der die Geschwindigkeit größer als ein bestimmter Schwellwert ist, von etwa  $750 - 1500 \text{ } \mu\text{s}$  ermittelt werden, je nach dem, welche Geschwindigkeitsschwelle zu Grunde gelegt wird ( $100 \text{ m/s}$  bzw.  $50 \text{ m/s}$ ). Die Periodendauer liegt bei  $3200 \text{ } \mu\text{s}$ . Innerhalb der Zeit

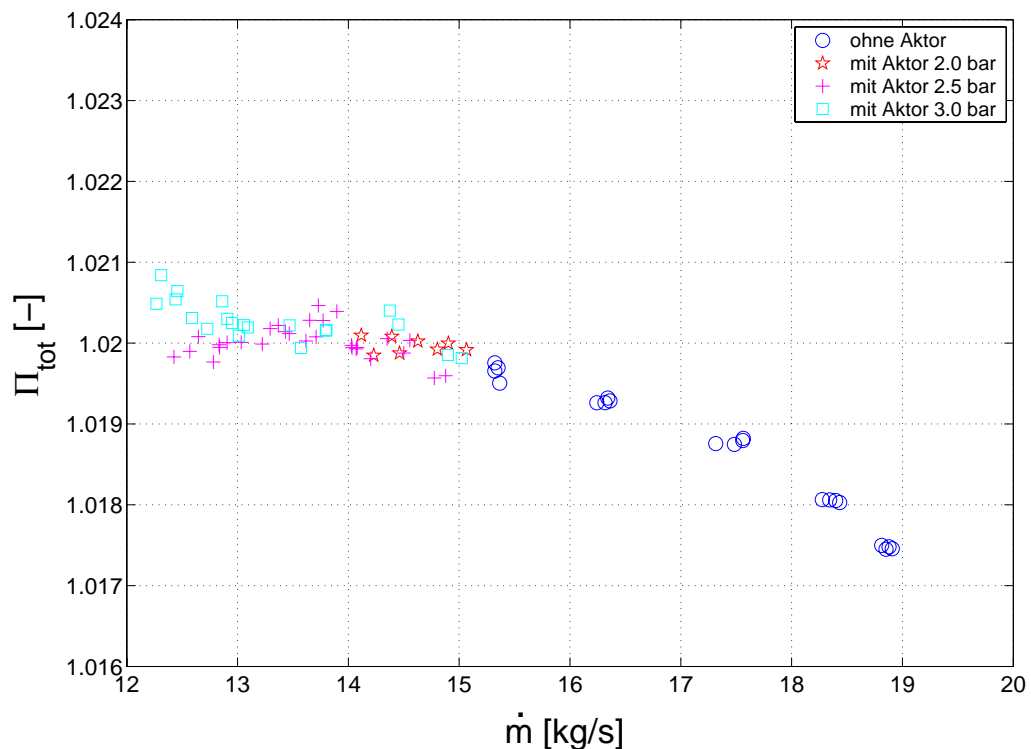


Abb. 7.9: Einfluß des Versorgungsdruckes

von  $1500 \mu\text{s}$  legt der Rotor einen Weg von  $126 \text{ mm}$  zurück, das entspricht dem Abstand zwischen der Schaufelsaugseite und der Schaufeldruckseite der nachfolgenden Schaufel, also etwa einer Teilung, das heißt, innerhalb dieses zeitlichen Fensters trifft der Aktorpuls mit einer Geschwindigkeit größer  $50 \text{ m/s}$  immer eine Schaufel. Die zeitliche Verschiebung der Pulse durch eine veränderte Phase ändert daran nichts, es wird nur der Punkt, an dem das Geschwindigkeitsmaximum auf die Schaufel trifft, verschoben. Dies erklärt den geringen meßbaren Einfluß der Phasenlage auf die Erweiterung des Kennfeldes. Mit der Verdoppelung der Aktordrehzahl wird natürlich die zeitliche Breite des Luftpulses geringer, und dann spielt es sehr wohl eine Rolle, welche Phasenlage zwischen den Aktorluftpulsen und der Laufradschaufeln eingestellt wird. Dann werden auch deutliche Unterschiede in den Kennlinien erwartet.

Nachdem der Einfluß der wesentlichen Versuchsparameter Aktorpulswinkel, Aktordrehzahl und Versorgungsdruck an einzelnen Kennlinien exemplarisch gezeigt wurde, ist es nun an der Zeit, die Erweiterung des gesamten Kennfeldes hin zu geringeren Massenströmen darzustellen. In Abbildung 7.10 sind die Kennlinien für die vier untersuchten Drehzahlen von  $1700 \text{ U/min}$  bis  $2000 \text{ U/min}$  dargestellt. Der dunkelgrau unterlegte Bereich ist der durch den Aktor (Pulswinkel  $63^\circ$ ) hinzugewonnene Betriebsbereich, bei einem Pulsen auf jede zweite Laufradschaufel. Der hellgrau unterlegte Bereich bei  $1800 \text{ U/min}$  markiert die zusätzliche Erweiterung, die

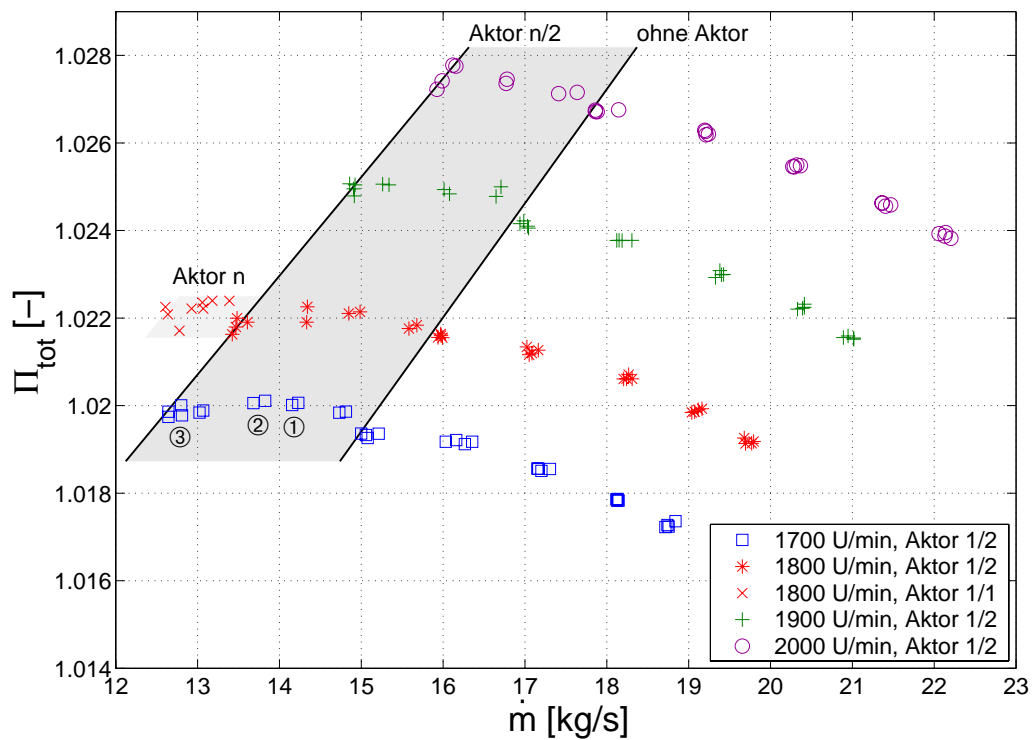


Abb. 7.10: Kennfeld für Aktorpulswinkel 63 Grad

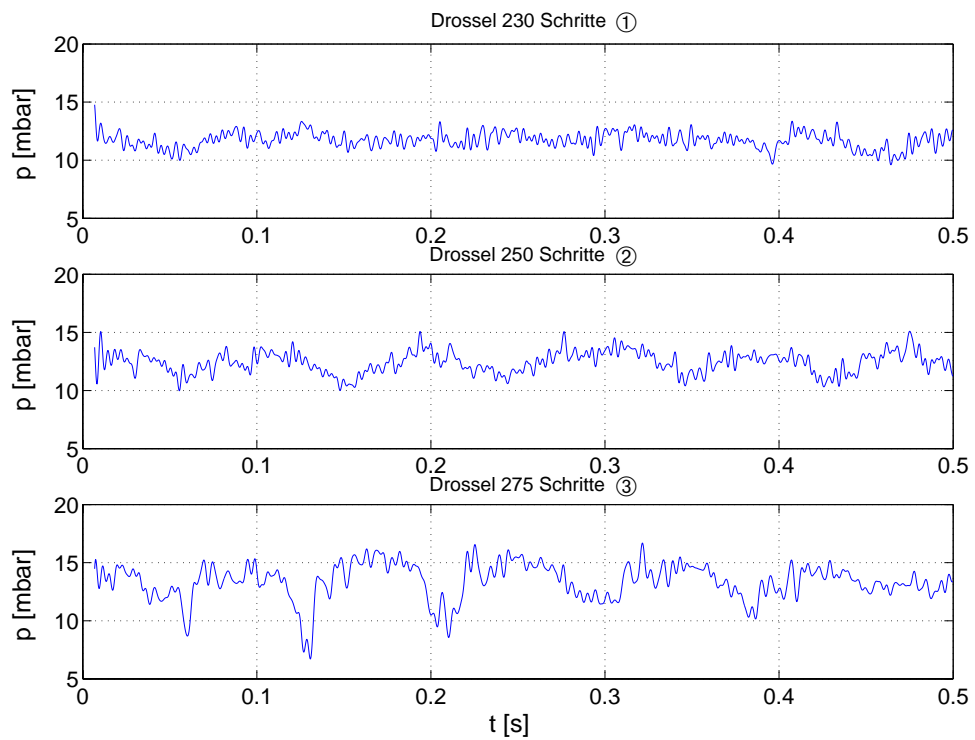
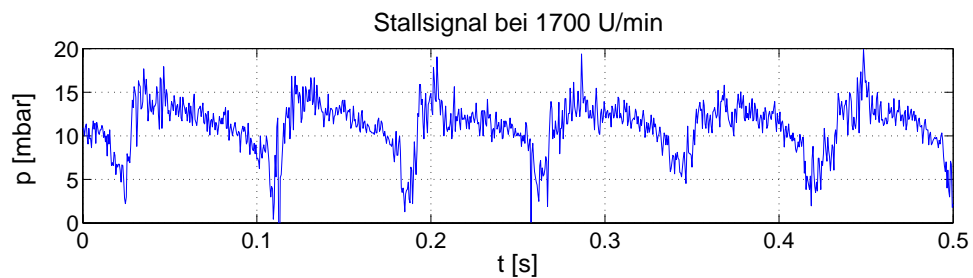


Abb. 7.11: Druckverläufe bei Aktorpulswinkel 63 Grad, 1700 U/min



Abb. 7.12: Drucksignal bei *Rotating Stall*, 1700  $U/min$ 

mittels der vollen Aktordrehzahl (auf jede Schaufel gepulst) erreicht werden konnte. Die beiden durchgezogenen Linien stellen die Stabilitätsgrenzen, ohne bzw. mit Aktoreinsatz bei halber Aktordrehzahl, dar. Die Erweiterung des Kennfeldes fällt bei den höheren Drehzahlen nicht ganz so groß aus wie bei den niedrigen, aber selbst bei einer Verdichterdrehzahl von 2000  $U/min$  beträgt der Zugewinn fast 11 Prozent.

Die Ziffern ①, ② und ③ verweisen auf die Druckverläufe in Abbildung 7.11. Sie zeigen den instationären Verlauf des statischen Wanddruckes nach dem Laufrad für unterschiedliche Drosselstellungen bzw. Betriebspunkte. Ein Schritt des Motors verfährt die kegelförmige Drossel um  $250\ \mu m$  in axialer Richtung. Man erkennt, daß mit zunehmender Drossellung der Druck ansteigt, allerdings der Verlauf auch unruhiger wird. Vorallem beim unteren Verlauf sind schon deutlich Anzeichen von Ablösegebieten und den damit verbundenen Druckverlusten zu erkennen, so bei  $t = 0.13\ s$ . Allerdings können diese Gebiete nicht vollständig umlaufen, sie werden durch die Luftpulse des Aktors unterdrückt. Ein weiteres Androsseln führt dann zu einem *Rotating Stall*, wenn diese Störungen anwachsen und nicht mehr vom Aktor unterdrückt werden können. Sie laufen dann vollständig um, und es zeigt sich ein typisches Stallsignal mit den deutlichen Druckeinbrüchen und insgesamt geringerem Druckniveau (Abbildung 7.12).

## 8 Erklärungsansätze für die Wirkungsweise des Aktors

Im letzten Kapitel konnte gezeigt werden, daß es mit dem Aktor möglich ist, das Kennfeld eines Verdichters erfolgreich zu beeinflussen und zu erweitern. Die Frage, wie der Aktor funktioniert, wie er sich auf die Umströmung der Laufradschaufeln auswirkt, ist bisher unbeantwortet geblieben. Im Kapitel 5.2 wurden die Eigenschaften des Aktors im stillstehenden Verdichter betrachtet. Hier soll jetzt versucht werden, die Eigenschaften im Verdichterbetrieb genauer zu ergründen.

### 8.1 Stationäre Analyse der Laufradabströmung

Um erste Hinweise auf die Wirkung des Aktors auf die Laufradbeschaufelung zu bekommen, wurden die Abströmwinkel der Laufradströmung bei einer Drehzahl von  $1700 \text{ U/min}$  stationär mit einer Fünflochsonde gemessen. Neben dem Strömungswinkel wurde auch die Absolutgeschwindigkeit gemessen. Mit der bekannten Verdichterdrehzahl und der radialen Sondenposition, an der gemessen wurde, ist so das gesamte Geschwindigkeitsdreieck am Austritt des Laufrades bekannt.

In Bild 8.1 sind diese Geschwindigkeitsdreiecke (Absolutgeschwindigkeit  $C$ , Umfangsgeschwindigkeit  $U$  und Relativgeschwindigkeit  $W$ ) im Bereich der Schaufelspitze ( $r = 485 \text{ mm}$ ,  $r = 475 \text{ mm}$  und  $r = 450 \text{ mm}$ , wobei der Radius am Gehäuse bei  $500 \text{ mm}$  und an der Nabe bei  $250 \text{ mm}$  liegt) dargestellt. Die gestrichelten Pfeile repräsentieren den Zustand des ungedrosselten Verdichters, das heißt mit dem bei einer Drehzahl von  $1700 \text{ U/min}$  maximal möglichen Massenstrom, die strichpunktierten Dreiecke zeigen die Strömungsverhältnisse nahe der Stabilitätsgrenze und die durchgezogenen Pfeile zeigen den Verdichter mit der gleichen Drosselstellung aber mit zugeschaltetem Aktor, der auf jede zweite Schaufel pulst. Am deutlichsten sind die Unterschiede am größten Radius von  $485 \text{ mm}$ , d.h. nur  $15 \text{ mm}$  vom

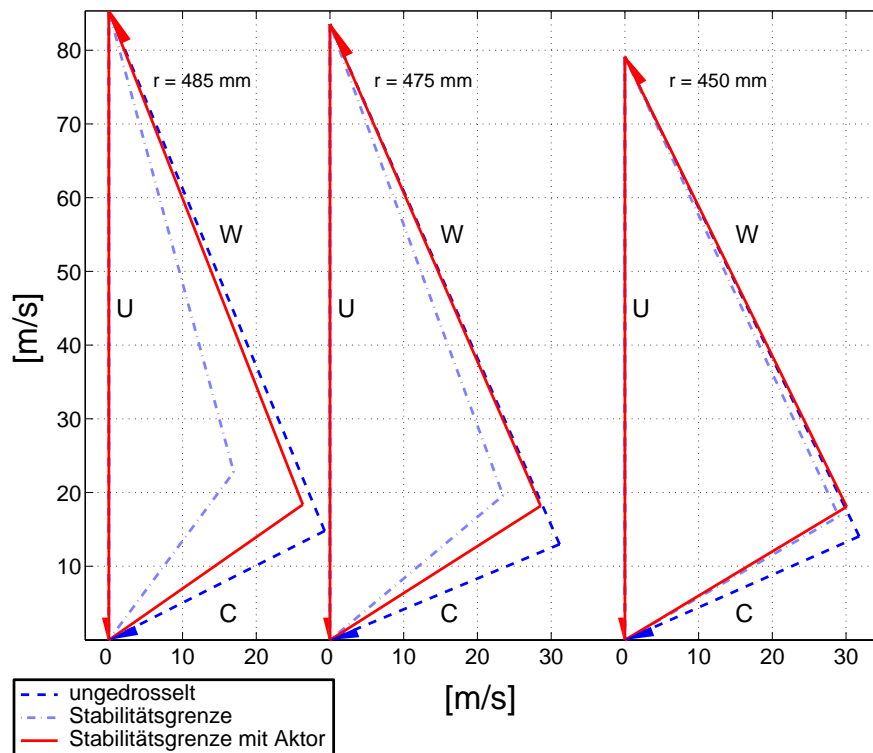


Abb. 8.1: Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradaustritt (stationär gemessen)

Gehäuse entfernt. Hier sieht man an der Relativgeschwindigkeit  $W$ , daß die Luft mit einem veränderten Strömungswinkel von der Laufschaufel abströmt. Mit zunehmender Drosselung kann die Strömung in der Nähe der Schaufelspitze nicht mehr der Schaufelkontur folgen. Die Luft strömt nicht mehr im Auslegungswinkel von der Laufschaufel ab, sondern es ergibt sich eine geringere Umlenkung, erkennbar an dem steileren Pfeil. Damit verschlechtert sich auch die Anströmung für das nachfolgende Leitrad. Wird der Aktor zugeschaltet, stimmt die Abströmrichtung vom Laufrad wieder annähernd mit der ursprünglichen Richtung überein. Da sich dabei aber der Durchsatz deutlich verringert hat, stimmt die Richtung der Absolutgeschwindigkeit und damit die Anströmrichtung für das nachgeschaltete Leitrad nicht überein. Wichtig ist aber an erster Stelle, daß die Strömung im Laufrad wieder der Schaufelkontur folgt, da der *Rotating Stall* sich im Laufrad als Folge einer Strömungsablösung bildet, verursacht durch Fehlanströmung bzw. Überlastung der Beschaukelung. Die Strömungsverhältnisse weiter in Richtung Nabe sind bei diesem Betriebspunkt noch in Ordnung. Die Unterschiede fallen kaum ins Gewicht; würde allerdings der Verdichter so stark angedrosselt werden, daß bei einem Radius von  $450 \text{ mm}$  die Strömung ablöst, man also einen Unterschied in den Geschwindigkeitsdreiecken erkennen würde, wäre kein stabiler Betrieb mehr möglich. Im Verdichter würde sofort *Rotating Stall* auftreten. Dann ist es natürlich nicht mehr möglich, ein stationäres Geschwindigkeitsdreieck ohne Aktor als Vergleich zu einem mit Aktoreinsatz zu ermitteln. Daraus

läßt sich ableiten, daß der Aktor sich nicht nur auf die Beeinflussung der obersten Schaufelspitze beschränken darf, sondern, daß er einen recht großen Bereich der Laufschaufel mit seinen Pulsen erreichen muß, der größer ist als der hier aufgezeigte Wirkungsbereich. Das Gebiet, das bedingt durch eine hohe aerodynamische Belastung zu Ablösungen neigt, die der Aktor unterdrücken soll, gilt es zu treffen. Letztlich ist dies auch die Bestätigung dafür, daß der bei der Auslegung des Aktors gewählte Aktionsbereich im oberen Drittel der Laufradschaufel des Verdichters der Richtige war.

## 8.2 Instationäre Analyse der Laufradabströmung

Eine Möglichkeit, sich ein genaueres Bild von den Strömungsvorgängen im Verdichter zu machen, ist, die Nachläufe der Laufradschaufeln zu betrachten. Dazu ist eine instationäre Meßtechnik notwendig, die die Schaufelnachläufe zeitlich auflösen kann. Zu diesem Zweck wurde die Hitzdrahtmeßtechnik ausgewählt. Zum Einsatz kam eine gerade Eindrahtsonde, die zwischen Laufrad und Leitrad radial traversiert werden und zusätzlich um ihre Achse geschwenkt werden kann, um in die Hauptströmungsrichtung gedreht zu werden. Damit mit dem Hitzdraht zeitlich hochauflösend gemessen werden kann, ist es notwendig, das Anemometer optimal einzustellen. Dazu müssen die beiden Brückenarme der Wechselstrombrücke abgeglichen werden. Hohe Messfrequenzen sind nur erreichbar, wenn die Länge der Kabel und damit ihr kapazitiver und induktiver Widerstand gering sind und diese sich über die vorhandenen Einstellschrauben ausgleichen lassen. Die Brücke konnte dank kurzer Kabel so abgeglichen werden, daß Abtastfrequenzen bis etwa  $200\text{ kHz}$  möglich waren. Die Erfassung der Daten geschah mit einem 2-Kanal Speicheroszilloskop. Auf dem einen Kanal wurden die gemittelten Werte, auf dem anderen Kanal die darüberliegenden Schwankungen erfaßt. Die Daten wurden mittels einer RS232 Schnittstelle zum PC übertragen. Um ein deutlicheres Bild von den Strömungsvorgängen zu bekommen, wurde über mehrere Umdrehungen hinweg gemittelt. Damit der charakteristische Nachlauf jeder einzelnen Schaufel erhalten bleibt, wurde ein Trigger verwendet, der einmal pro Verdichterumdrehung eine Messung auslöst. So wurde verhindert, daß sich die Nachläufe unterschiedlicher Schaufeln mischen und so das Meßergebnis verschmieren. Auf diese Art und Weise gemessene Geschwindigkeitsverläufe sind in Abbildung 8.2 zu sehen. Dieses Bild ist dreigeteilt, der mittlere Bereich zeigt das gesamte Signal, der Kasten markiert den Ausschnitt, der groß im oberen Bereich des Bildes dargestellt ist. Im unteren Feld sind zusätzlich die Koordinaten der Markierungen (Marker) angegeben, zum Beispiel die doppelte Schaufelperiode als  $\Delta t$ , das heißt, es liegen zwei Nachläufe in diesem Intervall. Daraus ist die Drehzahl des Verdichters von  $1800\text{ U/min}$ , bei der diese Messung durchgeführt wurde, ablesbar. Im Ausschnitt (oberes Bild) ist die untere, strichlierte Linie der Nachlauf,

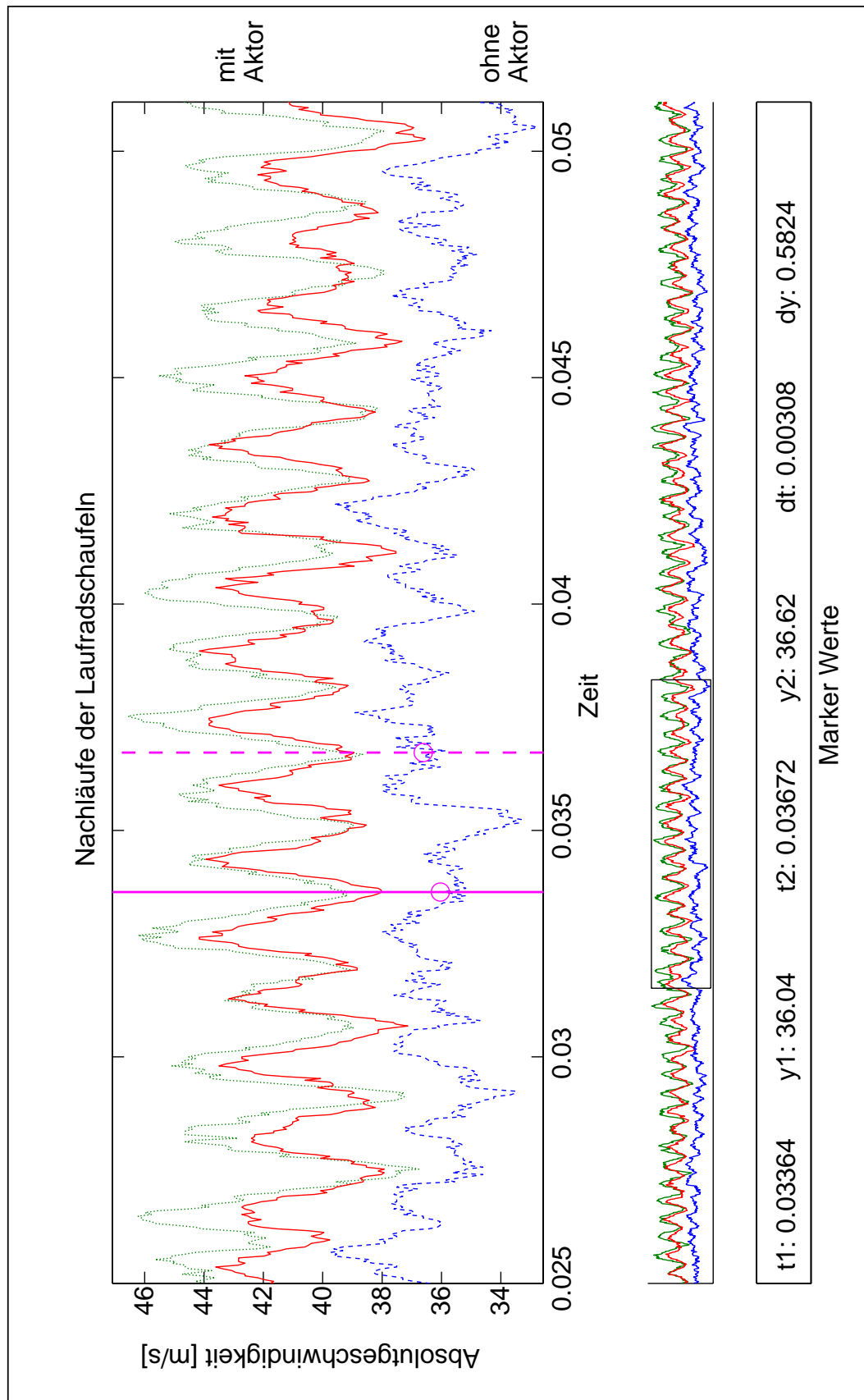


Abb. 8.2: Nachläufe der Laufradschaufeln

der bei einem Radius von  $485\text{ mm}$  und einem angedrosselten Verdichter, der sich kurz vor der Stabilitätsgrenze befindet, gemessen wird. Wenn die Schaufel noch arbeitet, das heißt, daß die Strömung an der Profiloberfläche anliegt, bilden die zusammenlaufenden Profilgrenzschichten einen Geschwindigkeitsdefekt, die Nachlaufdelle. Diese Delle verliert mit zunehmendem Abstand an Tiefe, nimmt aber in der Breite zu, sodaß es zum Zusammenwachsen benachbarter Schaufelnachläufe kommen kann. Ein solcher klarer Nachlauf einer einzelnen Schaufel ist in der unteren, strichlierten Kurve nicht mehr zu erkennen, verschiedene Fragmente weisen darauf hin, daß einige Schaufeln noch teilweise arbeiten (zum Beispiel bei  $t = 0.035\text{ s}$ ). Die punktierte bzw. durchgezogenen Linien stellen die Nachläufe mit eingeschaltetem Aktor im Instabilitätsgebiet dar, in das der Verdichter durch Androsseln gefahren wurde. Der Verdichter würde also ohne Aktor mit dieser Drosselstellung nicht stabil arbeiten, es würde *Rotating Stall* auftreten. Bei der punktierten Linie läuft der Aktor mit reduzierter Drehzahl, bei der durchgezogenen Linie mit voller Drehzahl (ein Puls pro Schaufel). Beide Verläufe zeigen deutliche Nachläufe, die am Meßort bereits zusammengewachsen sind. Das Vorhandensein dieser klaren Nachläufe zeigt, daß mit Aktor alle Schaufeln arbeiten, es also nicht zu Grenzschichtablösungen an den Laufschaufelprofilen kommt. Das Geschwindigkeitsniveau liegt um ca. 10 Prozent höher als ohne Aktor, d.h. die Schaufeln können an dieser Stelle durch die verbesserten Bedingungen die Strömung deutlich stärker umlenken. Der Unterschied im Niveau der beiden Verläufe mit Aktor liegt an einer leichten Verschiebung des Betriebspunktes während der Messung.

Es zeigt sich also, daß die Luftpulse aus dem Aktor die Laufradumströmung positiv beeinflussen. Die Nachlaufstruktur wäre nicht vorhanden, würde der Aktorpuls die Umströmung des Laufrades völlig zerstören. Da die Nachlaufmessungen am Umfang um etwa  $120^\circ$  versetzt zum Pulsationsort durchgeführt wurden, ist es auch auszuschließen, daß hier die Luftpulse selbst zu sehen sind, im Gegenteil zeigt es, daß die Stabilisierung der Laufradgrenzschicht über einen größeren Umfangswinkel hinweg bestehen bleibt.

### 8.3 Wirkungsweise des Aktors

Nach den stationären und instationären Analysen der Strömung nach dem Laufrad bleibt die Frage, wie die Luftpulse des Aktors die Umströmung des Laufrades beeinflussen. Man kann hierfür drei Erklärungsansätze finden:

- Erhöhter Energieeintrag infolge erhöhter Außenturbulenz durch den Aktorpuls,
- Lokale Änderung der Schaufelanströmung (instationäres Geschwindigkeitsdreieck),

- Entfernen der geschwächten Grenzschicht durch den Aktorpuls und Aufbau einer neuen Grenzschicht.

Diese drei Punkte werden jetzt näher behandelt und gegeneinander abgewogen.

**Die Erhöhung der Freistromturbulenz:** Durch eine erhöhte Freistromturbulenz steigt der Impulsaustausch zwischen der energiereicheren Außenströmung und der Grenzschicht, die aufgrund der Wandreibungsverluste energieärmer ist. Dieser zusätzliche Energieeintrag in die Grenzschicht zeigt vor allem bei laminaren Grenzschichten starke Wirkung, da der Impulsaustausch mit der Außenströmung einer turbulenten gegenüber einer laminaren Grenzschicht um ein Vielfaches höher ist. Bei den Profilen der Laufradschaufel des Versuchsverdichters findet, wie bei den meisten Verdichterschaufeln, der laminar-turbulente Umschlag schon sehr früh statt, bei ca. 10 Prozent der Lauflänge auf der Schaufelsaugseite. Das heißt, der größte Teil der Grenzschicht ist bereits turbulent, der Impulsaustausch läßt sich nicht mehr deutlich steigern. Daher spielt dieser Mechanismus eine eher untergeordnete Rolle bei den Vorgängen an der Laufradschaufel unter Aktoreinwirkung.

**Die lokale Änderung des Anströmwinkels der Laufschaufel:** Um zu sehen, in welcher Art und Weise der Anströmwinkel verändert wird, wurde die Entwicklung des Strahls, nachdem er den Aktor verlassen hat, mit Hilfe des Impulssatzes modelliert. Das hierfür verwendete analytische Modell beruht auf einfachen Annahmen: Die einzige Kraft, die im Impulssatz berücksichtigt wird, ist die durch den Druck der aufgestauten Hauptströmung. Der Gegendruck im Windschatten des Aktorstrahls wird ebenso vernachlässigt wie die Rückwirkung des Aktorstrahls auf die Hauptströmung und die Durchmischungseffekte zwischen Strahl und Hauptströmung.

Für die Entwicklung des Strahls betrachtet man den Impuls des Strahls, der die Geschwindigkeit  $\vec{c}$  besitzt und die auf ihn einwirkenden Kräfte:

$$\frac{D\vec{I}}{Dt} = \frac{D(m \cdot \vec{c})}{Dt} = \rho V \frac{D\vec{c}}{Dt} = \vec{F} \quad (8.1)$$

Die auf den Strahl wirkende Kraft  $\vec{F}$  wird vom Druck verursacht, den die Hauptströmung des Verdichters ausübt. Sie kann im einfachsten Fall als

$$\vec{F} = \vec{n} p A_{\text{wirk}} \quad (8.2)$$

angenommen werden, mit  $A_{\text{wirk}}$  als auf den Strahl projizierte Wirkfläche. Der Druck  $p$  entsteht durch die Aufstauwirkung des Hauptströmungsfeldes (Absolutgeschwindigkeit  $\vec{v}$ ), relativ zum

Strahl gesehen:

$$p \simeq \frac{1}{2} \rho (\Delta v)^2 = \frac{1}{2} \rho ((c_x - v_x)^2 + (c_y - v_y)^2) \quad (8.3)$$

Er wirkt in Richtung der Differenzgeschwindigkeit, das heißt  $\vec{n} = \frac{\Delta \vec{v}}{|\Delta \vec{v}|}$ . Für die Bestimmung der wirkenden Fläche benötigt man den Zusammenhang zwischen der Richtung der Differenzgeschwindigkeit  $\Delta \vec{v}$  und der Fläche, die parallel zum Strahl ist. Mit dem Winkel  $\beta$  zwischen der Hüllfläche  $A$  und der Wirkfläche  $A_{wirk}$  gilt:

$$A_{wirk} = A \cdot \cos(\beta) \quad (8.4)$$

Der Winkel  $\beta$  kann aus dem Skalarprodukt zwischen der Strahlnormalen, also dem Einheitsvektor, der senkrecht zum Strahl steht, und dem Richtungsvektor der Differenzgeschwindigkeit  $\vec{n} = \frac{\Delta \vec{v}}{|\Delta \vec{v}|}$  gewonnen werden:

$$\cos(\beta) = \frac{\Delta \vec{v}}{|\Delta \vec{v}|} \cdot \begin{pmatrix} +c_y \\ -c_x \end{pmatrix} \frac{1}{|\vec{c}|} \quad (8.5)$$

Die Dichteunterschiede zwischen Hauptströmung und Strahl werden hier vernachlässigt. Setzt man nun alles in die Impulsgleichung ein, folgt:

$$\rho V \frac{D\vec{c}}{Dt} = \frac{1}{2} \rho A \frac{(v_x c_y - v_y c_x)}{\sqrt{c_x^2 + c_y^2}} \begin{bmatrix} v_x - c_x \\ v_y - c_y \end{bmatrix} \quad (8.6)$$

Dies ist ein gekoppeltes, nichtlineares Differentialgleichungssystem erster Ordnung für die Geschwindigkeitskomponenten  $c_x$  und  $c_y$ . Da auch noch der vom Strahl zurückgelegte Weg benötigt wird, kann Gleichung 8.6 in ein System von vier Differentialgleichungen erster Ordnung umgeformt werden:

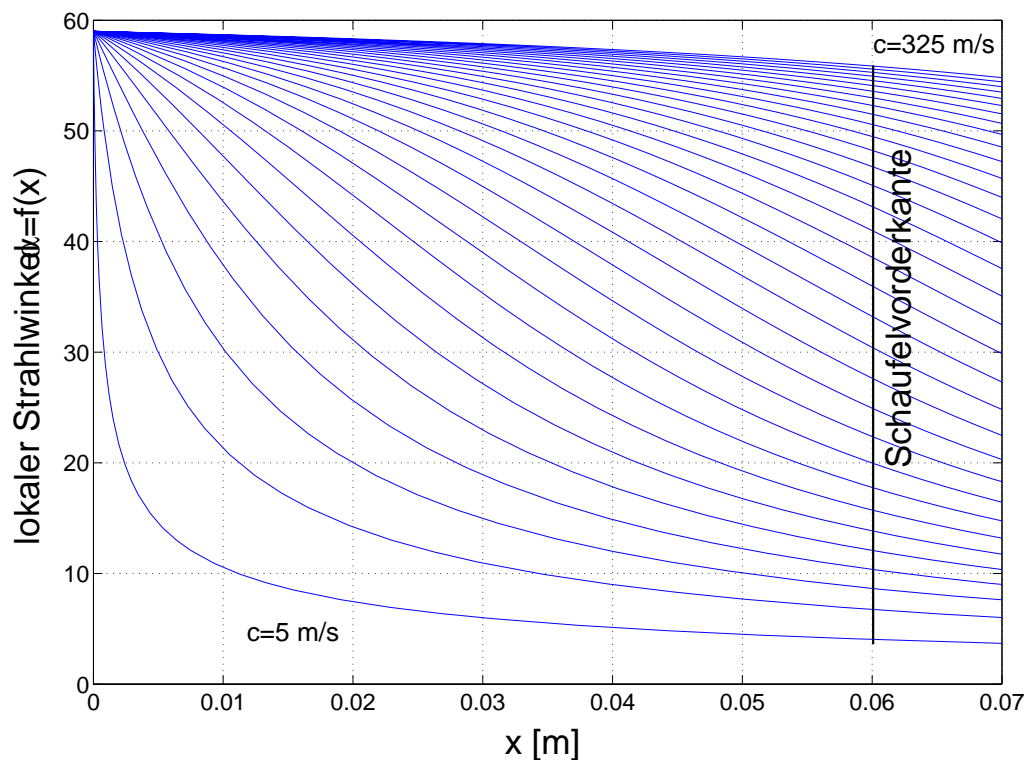
$$\frac{dx}{dt} = c_x \quad (8.7)$$

$$\frac{dy}{dt} = c_y \quad (8.8)$$

$$\frac{dc_x}{dt} = \frac{1}{2b} \frac{v_x c_y - v_y c_x}{\sqrt{c_x^2 + c_y^2}} (v_x - c_x) \quad (8.9)$$

$$\frac{dc_y}{dt} = \frac{1}{2b} \frac{v_x c_y - v_y c_x}{\sqrt{c_x^2 + c_y^2}} (v_y - c_y) \quad (8.10)$$



Abb. 8.3: Entwicklung der Strahlrichtung, Anfangswinkel  $59^\circ$ 

Dieses Gleichungssystem wurde numerisch integriert, mit folgenden Rand- bzw. Anfangsbedingungen: Für die Strömungsgeschwindigkeit der Hauptströmung wird der gemittelte Wert an der Stallgrenze verwendet ( $21 \text{ m/s}$ ), die Strahlbreite  $b$  am Austritt aus dem Aktor ist gleich der Öffnungsbreite des Aktorschlitzes ( $6 \text{ mm}$ ). Die Komponenten der Strahlgeschwindigkeit sind über den Strahlwinkel  $\alpha$  am Aktoraustritt verknüpft. Der Betrag der Strahlgeschwindigkeit wurde variiert. Bild 8.3 zeigt den Verlauf des Strömungswinkels des Luftstrahls in Abhängigkeit vom zurückgelegten Weg und der Austrittsgeschwindigkeit als Scharparameter ( $c = 5, 15, 25, \dots, 325 \text{ m/s}$ ) für einen repräsentativen Austrittswinkel von  $59^\circ$ .

Der axiale Abstand zwischen Aktor und der Schaufelvorderkante beträgt am Gehäuse  $0.06 \text{ m}$  (im Bild hervorgehoben). Beträgt die Austrittsgeschwindigkeit nur  $5 \text{ m/s}$ , so wird der Strahl direkt nach dem Austritt in die Hauptströmungsrichtung abgelenkt. Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten werden dagegen kaum von der Hauptströmung beeinflusst. Für die Laufradschaufel sind die Strömungsbedingungen an der Eintrittsebene ( $x = 0.06 \text{ m}$ ) entscheidend. Aus diesem Grund wurden die Ergebnisse für mehrere Pulsationswinkel  $\alpha$  in Bild 8.4 zusammengefaßt:

Dargestellt ist der Winkel der Relativanströmungsgeschwindigkeit der Laufradschaufeln über der Austrittsgeschwindigkeit des Aktorstrahls. Scharparameter ist der Pulsationswinkel des Aktors.

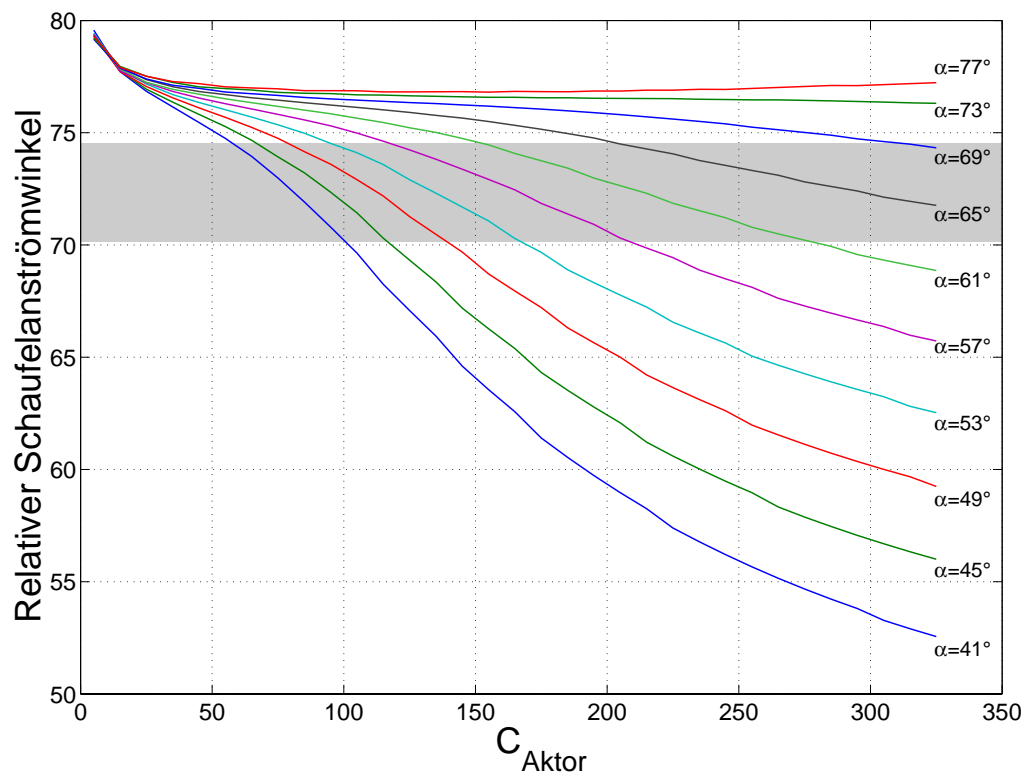


Abb. 8.4: Anströmwinkel der Laufradschaufel

Der grau hinterlegte Bereich stellt den Arbeitsbereich der Laufradschaufel dar. Es fällt hierbei auf, daß die effektivsten Pulsationswinkel ( $60^\circ - 65^\circ$ ) die Schaufel in einem großen Pulsationsgeschwindigkeitsbereich entlasten, ohne den Schaufelstaupunkt zu sehr auf die Schaufelaußseite zu ziehen. Die geringeren Pulsationswinkel ( $41^\circ - 51^\circ$ ) kreuzen den Arbeitsbereich schon bei sehr geringen Pulsationsgeschwindigkeiten. Die höheren Geschwindigkeiten würden nach diesen Überlegungen zu einer Verschiebung des Staupunktes und zur Ablösung der Strömung auf der Schaufeldruckseite führen. Auf der anderen Seite dürften Pulsationswinkel größer  $69^\circ$  die Strömungsbedingungen für die Laufradschaufeln nach diesen Überlegungen deutlich verschlechtern, der Aktor wäre dann wirkungslos. Bei dem extremsten Pulsationswinkel von  $77^\circ$  würden sich die Anströmbedingungen für die Laufradschaufel mit wachsender Pulsationsgeschwindigkeit stetig verschlechtern. In Abbildung 8.5 sind die Anströmverhältnisse am Schaufelschnitt dargestellt, um die Zuströmung zum vorderen Schaufelteil besser beurteilen zu können. Der Richtung der relativen Anströmgeschwindigkeit liegt jeweils eine Pulsationsgeschwindigkeit von  $270 \text{ m/s}$  zugrunde (Pfeile).

Im ersten Bild, bei dem die Luftpulse unter einem Pulsationswinkel von  $\alpha = 41^\circ$  erzeugt wurden, sieht man, daß die Pulse im vorderen Bereich der Schaufelaußseite unter einem ungünstigen Winkel (Stoß) auftreten, erst am hinteren Ende der Laufradschaufel paßt die Rich-

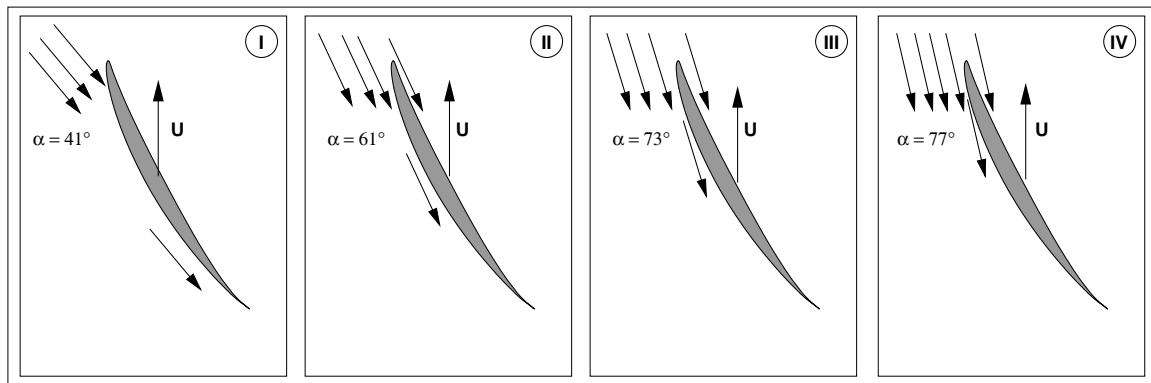


Abb. 8.5: Luftpulse und Laufschaufeln

tung der Luftpulse besser zu der Schaufelgeometrie. Das zweite Bild zeigt die Vorgänge bei einem auf  $\alpha = 61^\circ$  gesteigerten Pulsationswinkel. Hier ist die Richtung der Luftpulse tangential zu der Schaufelkontur in der Mitte der Schaufelaußseite, also tangential an dem Punkt, an dem man den Beginn einer Ablösezone erwarten wird. In Bild III ist der Pulsationswinkel  $\alpha$  weiter auf  $73^\circ$  gesteigert. Die Laufschaufel wird im vorderen Drittel tangential getroffen, dies führt bei den Messungen schon zu einer Reduktion der Wirkung des Aktors im Vergleich zu den Pulsationswinkeln im Bereich von  $\alpha = 57^\circ$  bis  $\alpha = 69^\circ$  (siehe Abbildung 7.6). Wird der Pulsationswinkel  $\alpha$  um weitere  $4^\circ$  auf  $77^\circ$  erhöht, reduziert sich die Wirkung des Aktors deutlich auf unter 9 Prozent. Bild IV bietet dafür eine plausible Erklärung: Die Laufschaufel wird teilweise auf der Druckseite von den Luftpulsen getroffen, die dort nicht die gewünschte Wirkung entfalten können, da sich die zu unterdrückende Schaufelablösung auf der Schaufelaußseite befindet. Dies deckt sich ebenfalls wieder mit den Aussagen aus Abbildung 8.4, daß die Aktorpulse keine positive Wirkung mehr haben dürften. Die Experimente haben aber gezeigt, daß mit diesem Pulsationswinkel eine Wirkung erreicht werden kann, zwar deutlich reduziert, aber meßbar (+8.5 Prozent im Vergleich zu +18.1 Prozent bei  $\alpha = 61^\circ$ ). An dieser Stelle zeigt sich, daß die lokalen Anströmbedingungen der Laufschaufel zwar eine große Rolle spielen, aber nicht als alleinige Begründung ausreichen. Ein weiteres Indiz dafür, daß es noch einen anderen Mechanismus gibt, der für die Funktion des Aktors wichtig ist, ist, daß mit einfachen Mitteln (frequenzunreguliertes Pulsen, stationäres Ausblasen) bis zu einem gewissen Maß ebenfalls Erfolge erzielt wurden.

**Aufbau einer neuen Grenzschicht:** Durch den Aktorpuls mit der deutlich höheren Geschwindigkeit wird die Grenzschicht auf der Schaufelaußseite überrollt, die abgeschwächte, wandnahe Strömung weggespült. Nachdem dieses Gebiet über die Schaufel gelaufen ist, muß sich eine neue Grenzschicht aufbauen. Dieser Neuaufbau dauert einige Zeit, erst dann kann die Grenzschicht wieder ablösen. Die Zeitspanne bis zum erneuten Ablösen der Strömung an

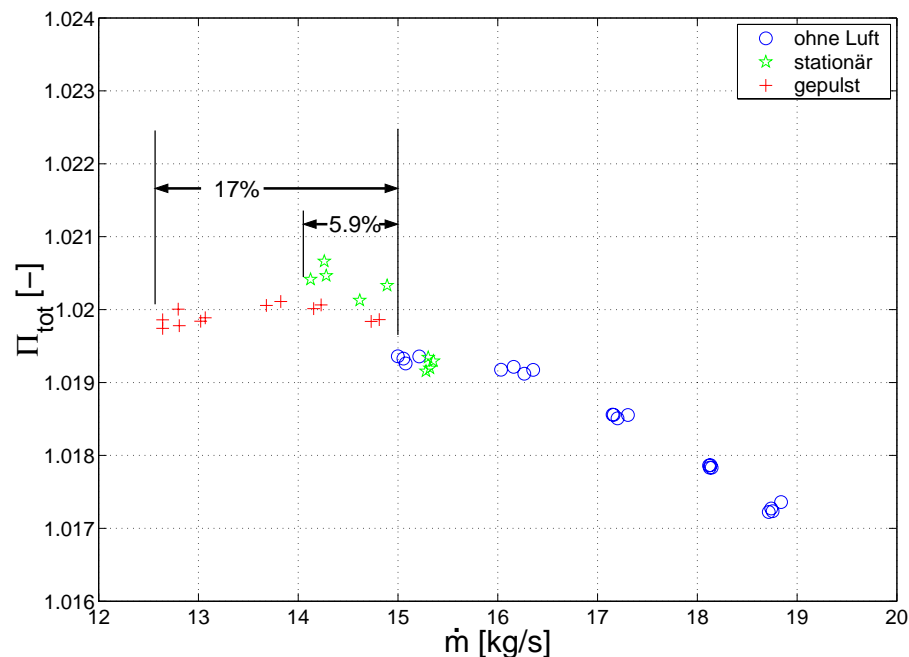


Abb. 8.6: Vergleich stationäres Ausblasen

der Laufschaufel wird in einer ähnlichen Größenordnung liegen, die der *Rotating Stall* braucht, um sich von den ersten deutlichen Anzeichen bis zu seiner vollen Größe zu entwickeln. Sie beträgt etwa drei Rotorumdrehungen (Abbildung 4.3). Das heißt aber auch, wenn die Ablösung periodisch einmal pro Umdrehung gestört wird, daß sich die Ablösung nicht richtig ausbilden kann. Ein ähnliches Phänomen wurde von Schuster [43] und Werdecker [50] bei der Untersuchung eines Tandemgitters mit oszillierendem Vorleitprofil beobachtet. Durch die oszillierenden Anströmbedingungen konnte an dem nachfolgenden Profil die Strömungsablösung unter bestimmten Bedingungen verhindert werden, *der Ausbildungsgrad der Ablösung ist eine Funktion der Frequenz der Inzidenzwinkeländerung*. Dies würde auch erklären, warum bei ungünstigem Pulsationswinkel überhaupt eine Wirkung auftritt, denn auch ein Puls (oder stationärer Strahl) unter einem ungünstigen Winkel ist in der Lage, Teile der Grenzschicht wegzuspülen. Die recht lange Zeitspanne von drei Rotorumdrehungen erklärt weiter, weshalb eine deutliche Absenkung der Pulsationsfrequenz des unregelmäßigen Aktors nicht zum Instabilwerden des Verdichters geführt hat. Selbst die Reduktion der Pulsationsfrequenz auf Null (stationäres Ausblasen) zeigt noch eine deutliche Wirkung. In Abbildung 8.6 ist der Vergleich zwischen stationärem Ausblasen und geregelterm Pulsen bei einem Strahlwinkel  $\alpha = 61^\circ$  graphisch dargestellt. Unterhalb eines Verdichtermassenstroms von  $14 \text{ kg/s}$  kann der Verdichter mit einem konstanten Ausblasen nicht mehr stabil betrieben werden, trotz der etwa vierfachen Masse, die durch den Aktor eingeblasen wurde. Abbildung 8.7 zeigt die Winkelabhängigkeit des stationären Ausblasen (durchgezogene Linie) im Vergleich zu den Ergebnissen mit dem

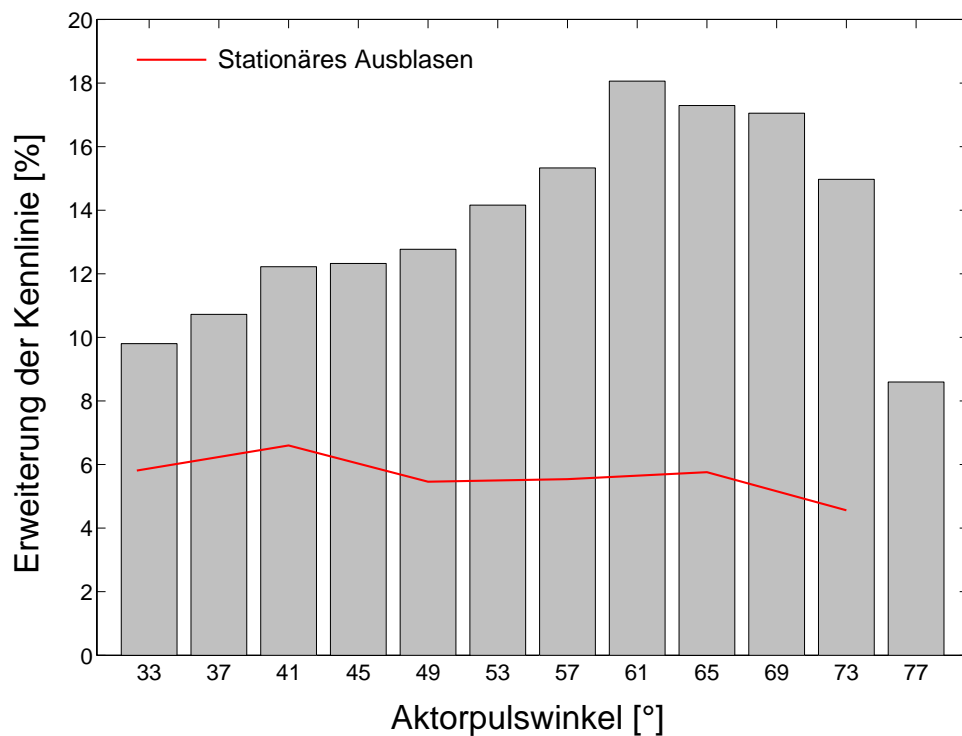


Abb. 8.7: Winkelabhängigkeit gepulst – stationär

geregelten Pulsen. Dabei fällt die geringe Winkelabhängigkeit der Ergebnisse mit stationärem Ausblasen auf, das heißt, es kommt in diesem Fall nur darauf an, daß etwas passiert, nicht aber auf die Art und Weise. Die damit dazugewonnenen 4 bis 6 Prozent liegen noch unterhalb der Werte, die das Pulsen unter einem ungünstigen Winkel ( $\alpha = 77^\circ$ ) liefert (+8.5 Prozent). Daraus läßt sich folgern, daß das Stören der Ablösung bei niedrigen Belastungen des Verdichters bereits ausreicht, um ein Instabilwerden der Maschine zu verhindern. Steigt allerdings die Belastung durch weiteres Androsseln, so sind aufwendigere Verfahren als das geregelte Pulsen notwendig.

Faßt man die letzten drei Abschnitte zusammen, so kann man die Wirkung des Aktors auf die Laufradschaufel so beschreiben: Die Luftpulse überrollen die vorhandene Grenzschicht, anschließend wird die Grenzschicht neu aufgebaut. Dieser Effekt reicht bei verhältnismäßig schwacher Belastung des Verdichters aus, um einen *Rotating Stall* zu unterdrücken und stellt keine hohen Anforderungen an Richtung und Timing des Luftpulses. Will man das Kennfeld deutlich erweitern, so spielen die Anströmbedingungen der Laufradschaufeln eine entscheidende Rolle. Optimale Ergebnisse werden erreicht, wenn sich der lokale Anströmwinkel verringert, die Schaufel also kurzzeitig entlastet wird. Der Luftpuls muß also so gerichtet sein, daß sich bei maximaler Pulsgeschwindigkeit für die Laufradschaufel eine kurzzeitige Entlastung ergibt, wobei Anströmwinkel, die um  $2^\circ$  bis  $4^\circ$  geringer sind als der Auslegungswinkel der Laufradschaufel

als optimal gelten können. Die Erhöhung der Außenturbulenz spielt bei diesen Betrachtungen eine untergeordnete Rolle.

### 8.3.1 Übertragbarkeit

Nach den ersten Erklärungsversuchen soll nun die Frage behandelt werden, welche Schlüsse daraus gezogen werden können. Was ist bei einer Weiterentwicklung des Aktors zu beachten, vor allem dann, wenn ein anderer Verdichter verwendet wird.

Die Übertragung von Eigenschaften von einem Verdichter auf einen anderen ist nicht einfach, da eine vollständige Ähnlichkeit zu zwei identischen Maschinen führt. Für die Übertragung von den Ergebnissen der Untersuchungen mit dem Aktor an dem verwendeten Versuchsverdichter auf ein anderes System gilt dies gleichermaßen. Mit der Übernahme des Konstruktionsprinzips des Aktors "ein Puls pro Schaufel mit maximalem Impuls" läßt sich aber eine größtmögliche Übertragbarkeit realisieren. So ist die Wirkung, die der Aktor auf die Verdichterströmung ausübt, auf die einzelne Laufradschaufel bezogen und damit auf die Umfangsgeschwindigkeit des Verdichters referenziert. So ist sichergestellt, daß die Zeitscalen beibehalten werden. Die Forderung nach dem maximalen Impuls ist schon schwieriger zu übertragen, da ja der Begriff maximal schon eine Grenze beinhaltet. So wird sich der Erfolg eines anderen Aktor – Verdichtersystems danach richten, wie weit der Impulseintrag angepaßt werden konnte. Dabei darf nicht vergessen werden, daß die Geschwindigkeit des Aktorpulses nicht weiter gesteigert werden kann (Schallgeschwindigkeit) und eine Steigerung des Massenstroms nur dann Vorteile bringt, wenn er das Laufrad auch erreicht. Dies beinhaltet auch die Anforderung, daß der Aktor so in einem Verdichter plaziert werden kann, daß er die Laufradschaufel mit seinen Pulsen mit geringer Lauflänge erreichen kann. Neben der Haupteigenschaft des Aktors, Luftpulse zu erzeugen, ist bei einer Übertragung auch darauf zu achten, daß unerwünschte Nebeneffekt nicht vermehrt auftreten, so sind die Leckagen und Spaltweiten neu zu optimieren.

Soll ein Aktor in einem Verdichter eine vergleichbare Wirkung haben, so sind folgende Punkte zu beachten:

- Der Impuls- und Masseneintrag durch den Aktor in den Verdichter sollte das gleiche Verhältnis zu den Größen des Verdichters haben.
- Das Verhältnis von Aktorpulsgeschwindigkeit zur Umfangsgeschwindigkeit des Verdichters sollte gleich sein.
- Die Luftpulse sollten mit der Schaufelfrequenz erzeugt werden.

- Der Abstand von Aktor zu Laufrad sollte minimal sein (hier eine Schaufelsehnenlänge). Der Strahl fächert sich im Laufe seines Weges auf und die Energiedichte pro Strahlbreite nimmt ab. Weiter ist zu beachten, daß durch die Hauptströmung die Richtung des Luftpulses und damit auch der Anströmwinkel der Schaufel, der auch von dem zurückgelegten Weg abhängt, verändert wird (Abbildung 8.3).
- Der Aktor sollte in radialer Richtung alle ablösegefährdeten Profilschnitte erreichen können.
- Für schnellaufende Verdichter muß geprüft werden, in wie weit der Aktor mit dieser Art von Mechanik arbeiten kann. Falls ein einzelner Aktor die hohen Pulsationsfrequenzen nicht mehr beherrschen sollte, können mehrere Aktoren am Umfang eingesetzt werden, die dann untereinander synchronisiert werden müssen.
- Kann die Druckluft nicht mehr durch ein externes System zur Verfügung gestellt werden, muß der Bedarf von der Druckseite des Verdichters entnommen werden, wobei ein Druckniveau von 2.5 bar ausreicht. Diese Luft ist dann deutlich wärmer als die eines externen Systems, bei einer adiabaten Kompression ergibt das für  $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$  ein  $\Delta T$  von etwa  $88^\circ K$ , bei  $T_1 = 293^\circ K$  und  $p_1 = 1 \text{ bar}$ .

Werden diese Punkte eingehalten, sollte ein neuer Aktor ähnlichen Erfolg haben. Das wird bei Verdichtern ähnlicher Geometrie und Leistungsklasse der Fall sein. Begibt man sich in das Gebiet der hochbelasteten, transsonischen Verdichtern, so sind grundlegende Versuche angeraten, die das Verhalten des Verdichters auf hochfrequente Luftpulse im einzelnen klärt. Sind all diese Untersuchungen erfolgreich verlaufen, kann dann daran gedacht werden, die Erkenntnisse mit in die Auslegung neuer Verdichter einfließen zu lassen.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit konnte ein neuer Weg aufgezeigt werden, wie das Verdichterinstabilitätsphänomen *Rotating Stall* erfolgreich bei einem einstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter ( $\Pi = 1.033$ ,  $\dot{m}_{nenn} = 22 \text{ kg/s}$ ,  $n_{nenn} = 2200 \text{ U/min}$ ,  $D = 1000 \text{ mm}$ ) über einen weiten Bereich des Kennfeldes unterdrückt werden kann. Dabei mußte nicht mit großem meßtechnischen Aufwand nach Vorzeichen (*precursor*) des *Rotating Stall* gesucht und diese für eine Regelung aufgearbeitet werden. Es wird weiter keine Energie durch Abblasen über einen Bypass ungenutzt aus dem System entnommen. Mit dem in dieser Arbeit neu entwickelten Aktor, der auf dem Prinzip eines schnellschaltenden, rotierenden Ventils beruht, kann direkt mit Luftpulsen hoher Geschwindigkeit auf die Umströmung des Laufrades Einfluß genommen werden. Der Aktor wurde vor dem Verdichterlaufrad (Abstand eine Schaufelsehnenlänge) eingebaut, und seine Wirkung auf die Verdichterströmung und auf das Verdichterkennfeld in Abhängigkeit von Aktorpulsationswinkel, -frequenz und -geschwindigkeit (Versorgungsdruck) wurde untersucht. Dazu wurden stationäre pneumatische Fünflochsonden mit Druckscannern zur Messung des Kennfeldes von Laufrad und Verdichterstufe und Hitzdrahtsonden zur Erfassung der instationären Vorgänge am Laufrad verwendet. Mit Hilfe des Aktors war es möglich, den Betriebsbereich eines einstufigen Axialverdichters um bis zu 23 Prozent hin zu geringeren Massenströmen, bezogen auf den Massenstrom an der bisherigen Stabilitätsgrenze, zu erweitern. Zum Erreichen dieser Kennfelderweiterung wurde ein Aktormassenstrom von ca. 2.5 ‰ des Verdichtermassenstroms bei einem Druck von 2.5 bar eingesetzt. Weiter konnte gezeigt werden, daß durch das Zuschalten des Aktors ein bereits bestehender *Rotating Stall* eliminiert werden kann, auch wenn der Betriebspunkt des Verdichters sich weiterhin im ehemaligen Instabilitätsgebiet befindet. Der Verdichter erreicht also direkt, ohne das Durchlaufen einer Hysterese, einen stabilen Betriebspunkt. Damit kann das in dieser Arbeit vorgestellte Aktorsystem zu einer zusätzlichen Sicherheit beim Betrieb einer Verdichteranlage beitragen und gleichzeitig die Effektivität dieser Anlage steigern.

Die Ergebnisse mit dem Aktor erscheinen so vielversprechend, daß es sich lohnt, die Untersuchungen weiterzuführen und die noch offenen Fragen zu klären. So war es mit der vorhan-



denen Verdichteranlage nicht möglich, die genaue Wirkweise des Aktors zu ermitteln. Durch den unglücklichen Umbau des Verdichters während eines früheren Forschungsprojektes mit dem Verlust der Verstellbarkeit der Nachleitschaufeln waren viele Parametervariationen nicht mehr möglich. Das Nachleitrad übt eine Wechselwirkung auf die Umströmung des Laufrades aus, die gerade an der Stabilitätsgrenze das Gesamtverhalten des Verdichters stark beeinflusst, letztlich sogar den *Rotating Stall* auslösen kann. So wird die Wirkung des Aktors vielleicht vom verdrehten, festsitzenden Nachleitrad begrenzt, ohne daß man dies direkt nachweisen kann. Zum anderen verhinderte die im Diffusor integrierte Drossel die Erprobung des Aktors bei dem Auslegungsstaffelungswinkel des Laufrades, bei dem durch die hohe Grunddrosselung kein stabiler Betrieb des Verdichters mehr möglich war.

Aus diesen offenen Fragestellungen ergeben sich die nächsten Schritte, die für nachfolgende Projekte anstehen:

- Um- oder Neubau der Anlage mit einer voll funktionsfähigen Stufe, um die genaue Wirkungsweise des Aktors im rotierenden Laufrad zu ergründen, mit mitrotierender instationärer Meßtechnik und mit optischen Verfahren. Damit kann eine Datenbasis geschaffen werden, die das Übertragen der Ergebnisse auf andere Verdichter erleichtert und aus der präzise Konstruktionsvorschriften für die Aktoren abgeleitet werden können.
- Überarbeitung des Aktors: Verbesserung der Lagerung, geringere Toleranzen der einzelnen Bauteile. Damit können die Strömungsverluste innerhalb des Aktors reduziert werden und die Eigenschwingungen des Aktorrotores auf ein Minimum reduziert werden, um so die Form der Aktorpulse zu optimieren.
- Verbesserung der Regelung, im wesentlichen bei der Signalgewinnung.
- Alternativer Antrieb: Mechanische Kopplung des Aktors über ein Getriebe mit der Verdichterwelle oder Antrieb mit der Versorgungsdruckluft über eine kleine Turbine. So können höhere Aktordrehzahlen realisiert werden, die für schnellaufende Verdichter benötigt werden und die sich nicht mit Elektromotoren verwirklichen lassen.
- Verwendung mehrerer Aktoren am Umfang zur zusätzlichen Erweiterung des Betriebsbereiches. So kann die Entwicklung der Stallzelle öfter als bisher (einmal pro Verdichterumdrehung) gestört werden.
- Untersuchungen mit Einlaufstörungen, wie sie zum Beispiel bei Flugtriebwerken häufig vorkommen.

Der Schwerpunkt der Bemühungen sollte auf der Ergründung des Wirkmechanismus liegen. Daraus ergeben sich letztlich die anderen Aufgaben bis hin zum Neuaufbau der Anlage, um

zu qualitativ hochwertigen Aussagen zu kommen. Die Weiterentwicklung des Aktors zielt im wesentlichen auf den Antrieb und die mechanische Genauigkeit. Letzteres läßt sich einfach steigern, hierzu sind keine grundlegenden Änderungen notwendig. Eine Änderung des Antriebs zieht die Neuentwicklung der Regelung nach sich. Im Falle einer starren Kopplung zwischen Verdichterantriebswelle und Aktor über ein Getriebe könnte sie ganz wegfallen, falls ein aerodynamischer Antrieb über eine Turbine gewählt wird, ist eine komplette Neukonstruktion erforderlich.

Letztendlich wird der richtige Weg von der Art des Einsatzes eines solchen Aktors in einer industriellen Verdichteranlage außerhalb einer Hochschule zu suchen sein. Solche Aktorsysteme könnten zum Beispiel in Anlagen eingesetzt werden, die beim Anfahren ein Instabilitätsgebiet durchfahren müssen und dies momentan nur erreichen, in dem ein genügend großer Abstand der Betriebslinie zur Stabilitätsgrenze eingehalten wird. Im eigentlichen Betriebspunkt ist der Abstand zur Stabilitätslinie so groß, daß die einzelnen Stufen weit ab vom maximal erreichbaren Druckverhältnis betrieben werden müssen und so zusätzliche Stufen notwendig werden. Als weitere Einsatzvariante könnte man sich eine Kombination von einem Aktorsystem mit einem Stallerkennungssystem vorstellen, mit dessen Hilfe ein Verdichter automatisch an der Stabilitätsgrenze gehalten werden kann und selbst größere Betriebspunktschwankungen aufgefangen werden können, ohne daß der Verdichter in das Instabilitätsgebiet gelangt.

## 10 Conclusion

In this thesis could be shown, that a new developed actuator is able to suppress the instability phenomenon *Rotating Stall* in a low speed axial compressor ( $\Pi = 1.033$ ,  $\dot{m}_{nom} = 22 \text{ kg/s}$ ,  $n_{nom} = 2200 \text{ rev./min}$ ,  $D = 1000 \text{ mm}$ ) in an wide range of the compressor performance map. For that purpose it is neither necessary to detect the so called *Stall precursor* for the use in a control loop, nor it is necessary to waste energy by using bleed-valves to control the stability of the compressor. The new actuator, based on a rotary valve, can be used to act on the flow around the rotor blade directly with high speed, high frequent air pulses. The actuator is mounted in front of the compressor rotor (distance one chord-length). Every blade should be hit by an air pulse once a rotor rotation. The results are examined in dependence of the angle of the air pulses, the pulse frequency, and the velocity of the pulse (supply pressure). It is very important to synchronize the actuator pulse with the rotor blades to achieve the optimal results.

To obtain the compressor performance maps pneumatic 5-hole-probes are used at the compressor inlet and behind the rotor. The instationary velocity distributions are measured with hot-wire-probes in the inlet and outlet plane of the compressor rotor.

With the actuator it is possible to extend the compressor performance map up to 23 percent refer to the mass flow at the stability limit using 2.5 permil of these mass flow for the actuator with a pressure of 2.5 bar. Furthermore it could be shown, that it is possible to eliminate a fully developed *Rotating Stall*, even the compressor is in the former instability region; the compressor recovers its stable operation point without any hysteresis. Thereby the new actuator system can improve the compressor's security and efficiency.

# Literaturverzeichnis

- [1] BADMUS, O. O.: *Control-oriented high-frequency turbomachinery modeling : single-stage compression system one-dimensional model (International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition <38, 1993, Cincinnati, Ohio>)*. (ASME Paper 93-GT-18). In: *Journal of Turbomachinery* **117** (1995), 1, S. 47 – 61. [16](#)
- [2] BOYER, K.: *Characterization of stall inception in high-speed single-stage compressors*. 1994 (NASA Technical Report ADA291275). [10](#)
- [3] BREUER, T.: SERVATY, S.: *Stall inception and surge in high-speed axial flow compressors*. NE: AGARD PEP Symposium on Loss Mechanisms and Unsteady Flows in Turbomachines" <85, 1995> [10](#)
- [4] BREUER, T.: SERVATY, S.: *Stall inception and surge in high-speed axial flow compressors*. Neuilly-Sur-Seine <France> : AGARD, 1996 (AGARD Conference Proceedings 571). - ISBN 92-836-0020-7 [10](#)
- [5] CAMP, T. R.: DAY, I. J.: *A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **120** (1998), 3, S. 393 – 401. [11](#)
- [6] D'ANDREA, R.: BEHNKEN, R. L.: MURRAY, R. M.: *Rotating stall control of an axial flow compressor using pulsed air injection*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **119** (1997), 4, S. 742 – 752. [iii](#), [16](#), [19](#), [20](#), [21](#), [22](#), [65](#)
- [7] DAY, I. J.: *Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors*. (ASME Paper 91-GT-87). In: *Journal of Turbomachinery* **115** (1993), 1, S. 40 – 47. [19](#), [20](#)
- [8] DAY, I. J.: *Stall inception in axial flow compressors*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **115** (1993), 1, S. 1 – 9. [10](#)

- 
- [9] ESCURET, J. F.: GARNIER, V.: *Stall inception measurements in a high-speed multistage compressor*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **118** (1996), 4, S. 690 – 696. [10](#)
  - [10] EVEKER, K. M.: *Integrated control of rotating stall and surge in high-speed multistage compression systems*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **120** (1998), 3, S. 440 – 445. [16](#)
  - [11] FEULNER, M. R.: HENDRICKS, G. J.: PADUANO, J. D.: *Modeling for control of rotating stall in high-speed multistage axial compressors*. In: *Journal of Turbomachinery* **118** (1996), 1, S. 1 – 10. [19](#)
  - [12] GARNIER, V. H.: EPSTEIN, A. H.: GREITZER, E. M.: *Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **113** (1991), 2, S. 290 – 302 : graph. Darst. [10](#), [11](#)
  - [13] GOTO, A.: OKAMOTO, H.: *Casing treatment with air blowing in an axial flow fan*. Tokyo, 1997 (JSME Paper ICFE-97-717) [22](#), [65](#)
  - [14] GRAVDAHL, J. Th.: EGELAND, O.: *Compressor surge and rotating stall* London: Springer, 1999. ISBN 1-85233-067-8 [17](#)
  - [15] GREITZER, E. M.: MOORE, F. K.: *A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part II : application*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power* **108** (1986), 2, S. 231 – 239. [10](#)
  - [16] GREITZER, E. M.: *Surge and rotating stall in axial flow compressors : 1 : theoretical compression system model*. (ASME Paper 75-GT-9). In: *Journal of Engineering for Power* (1976), S. 190 – 198. [6](#), [10](#), [11](#), [13](#), [16](#), [42](#)
  - [17] GREITZER, E. M.: *Surge and rotating stall in axial flow compressors : part 2 : experimental results and comparison with theory*. (ASME Paper 75-GT-10). In: *Journal of Engineering for Power* (1976), S. 199 – 217 [11](#)
  - [18] HAH, C.: SCHULZE, R.: WAGNER, S.: HENNECKE, D. K. : *Numerical and experimental study for short wavelength stall inception in a low-speed axial compressor* International Symposium on Air Breathing Engines <14th, 1999, Florence, Italy> [10](#)
  - [19] HAH, C.: LOELLBACH, J.: *Development of hub corner stall and its influence on the performance of axial compressor blade rows*. New York : Addison-Wesley, (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **121** (1999), 1, S. 67 – 77. [10](#)

- 
- [20] HÖSS, B.: LEINHOS, D.: FOTTNER, L.: *Stall inception in the compressor system of a turbofan engine*. ASME, (ASME paper 98–GT–475). In: *Journal of Turbomachinery* **122** (2000), 1, S. 32 – 44. – ISSN 0889–504X 10
  - [21] INOUE, M.: *Propagation of multiple short-length-scale stall cells in an axial compressor rotor (International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition <44th, 1999, Indianapolis, Indiana>)*. New York : ASME, (ASME paper 99–GT–97). In: *Journal of Turbomachinery* **122** (2000), 1, S. 45 – 54. – ISSN 0889–504X 10
  - [22] ISMAEL, Jery O.: HE, Li: *Three dimensional computation of rotating stall inception*. Antwerpen, 1997. – ISBN 90–5204–032–X 10
  - [23] JÖRDENING, A.: *Experimentelle Untersuchungen instationärer Strömungslösungen in einem axialen Turboverdichter*. Dissertation, Darmstadt 2001. 10, 24, 30
  - [24] KATZ, M.: STOFFEL, B.: *Active Control of Rotating Stall in an Axial Compressor by pulsed Air Injection*. International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines <9th 2000, Lyon
  - [25] KATZ, M.: STOFFEL, B.: *Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung*. VDI-GET Fachtagung Ventilatoren – Entwicklung – Planung – Betrieb, Braunschweig 2001
  - [26] LUDWIG, G. R.: NENNI, J. P.: *A rotating stall control system for turbojet engines*. New York, 1978 (ASME Paper 78–GT–115) 20
  - [27] LUDWIG, G. R.: NENNI, J. P.: *Tests of an improved rotating stall control system on a J–85 turbojet engine*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Engineering for Power* **102** (1980), 4, S. 903 – 911 20
  - [28] MAILACH, R.: *Experimental investigation of rotating instabilities in a low-speed research compressor*. London [u.a.] : Professional Engineering Publishing, 1999 (IMEchE Conference Transactions C557/006/99). – ISBN 186058 196X 10
  - [29] McDougall, N. M.: Cumpsty, N. A.: Hynes, T. P.: *Stall inception in axial compressors*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **112** (1990), 1, S. 116 – 125. 10
  - [30] MIYAKE, Y.: NAKADE, K.: *3–D simulation of rotating and stationary cascades in stall*. 1998 (Proceedings of FEDSM 9–4877) NE: ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting <1998, Washington, D.C.> 10

- 
- [31] MIYAKE, Y.: BANDO, K.: MIYOSHI, K.: *A simulation of rotating stall of a rotor of an axial-flow fan by 2-dimensional flow model*. Peking 1995 [10](#)
  - [32] MOORE, F. K.: GREITZER, E. M.: *A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part I : development of equations*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **108** (1986), 1, S. 68 – 76. [10](#), [11](#), [12](#)
  - [33] MOORE, F. K.: *A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part I : small disturbances*. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **106** (1984), 2, S. 313 – 320. [10](#), [11](#), [12](#)
  - [34] MOORE, F. K.: *A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part II : finite disturbances*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **106** (1984), 2, S. 321 – 326. [10](#), [11](#)
  - [35] MOORE, F. K.: *A theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part III : limit cycles*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **106** (1984), 2, S. 327 – 336. [10](#), [11](#)
  - [36] PADUANO, J. D. et al.: *Active control of rotating stall in a low-speed axial compressor (International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition <36, 1991, Orlando, Florida>)*. (ASME Paper 91-GT-88). In: *Journal of Turbomachinery* **115** (1993), 1, S. 48 – 56. [19](#), [20](#)
  - [37] PLACE, J. M. M.: HOWARD, M. A.: CUMPSTY, N. A.: *Simulating the multistage environment for single-stage compressor experiments*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **118** (1996), 4, S. 706 – 716. [10](#)
  - [38] SAXER-FELICI, H. M.: *Structure and propagation of rotating stall in a single- and a multi-stage axial compressor (International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition <1999, Indianapolis, Indiana>)*. New York : ASME, 1999 (ASME paper 99-GT-152), . - 13 S. [10](#)
  - [39] SCHLICHTING, H.: *Grenzschicht-Theorie* 8. Auflage Karlsruhe: Braun, 1982, ISBN 3-7650-1011-1 [59](#)
  - [40] SCHROEDER, Th.: *Entwicklung des instationären Nachlaufs hinter quer zur Strömungsrichtung bewegten Zylindern und dessen Einfluß auf das Umschlagverhalten von ebenen Grenzschichten stromabwärts angeordneter Versuchskörper* Dissertation Darmstadt, 1984. - 142 Seiten [42](#)

- 
- [41] SCHULZE, R.: HENNECKE, D. K.: *Aufbau eines Regelkreises zur aktiven Unterdrückung von Verdichterinstabilitäten : Systemidentifikation, Instrumentierung, Signalanalyse*. 1997 (DGLR Jahrestagung 97–134) 10
  - [42] SCHULZE, R.: HENNECKE, D. K.: *Design of an active stall avoidance system for a subsonic axial compressor*. (Proceedings of the Symposium on Design Principles and Methods for Aircraft Gas Turbine Engines 1998) 22
  - [43] SCHUSTER, M.: WERDECKER, F.: YANG, C.: SCHILLING, R.: *Experimental and numerical investigation of the time-dependent flow through a tandem cascade with a pitching airfoil*. (European Conference on Turbomachinery <4, 2001, Firenze, Italy>). 89
  - [44] SIEBER, J.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen an einem Verdichterlandrad*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1987 (Fortschritt – Berichte VDI : Reihe 7 Strömungstechnik 125). ISBN 3–18–142507–9 24, 27
  - [45] SIMON, J. S.: *Evaluation of approaches to active compressor surge stabilization (International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition <37, 1992, Köln>)*. (ASME Paper 92–GT–182). In: *Journal of Turbomachinery* **115** (1993), 1, S. 57 – 67. 19
  - [46] TAHARA, N.: *Active–stall control in axial flow compressor using artificial hub stall (Joint Propulsion Conference and Exhibit <33, 1997, Seattle, WA>)*. Reston, VA : AIAA, 1997 (AIAA paper 97–2656), - 10 S. 23
  - [47] TRYFONIDIS, M.: *Prestall behavior of several high–speed compressors*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **117** (1995), 1, S. 62 – 80. 11
  - [48] WALBAUM, M.: *Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen des Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit verstellbaren Leitschaufeln*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1999 (Fortschritt– Berichte VDI : Reihe 7 Strömungstechnik 352). - ISBN 3–18– 335207–9ISSN 0178–9538 10
  - [49] WEIGL, H. J. et al.: *Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single–stage axial compressor*. (Transactions of the ASME). In: *Journal of Turbomachinery* **120** (1998), 4, S. 625 – 636. 20
  - [50] WERDECKER, F.: *Strömungswechselwirkung in einem Tandemgitter mit schwingender Vorleitschaufel* Dissertation München, 2000. - 140 Seiten <http://tumb1.biblio.tu-muenchen.de/publ/diss/mw/2000/werdecker.html> 89



- [51] YEUNG, S.: MURRAY, R. M.: *Nonlinear control of rotating stall using axisymmetric bleed with continuous air injection on a low-speed, single stage, axial compressor*. 1997 [16](#), [20](#)
- [52] YEUNG, S.: MURRAY, R. M.: *Simultaneous stabilization of stall and surge via axisymmetric air injection*. 1999 (AIAA paper 99-2131). NE: AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference <35, 1999> [20](#)

Die Ziffern am Ende der Literaturstellen geben die Seite an, auf denen zitiert wurde.